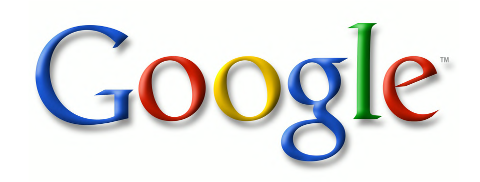
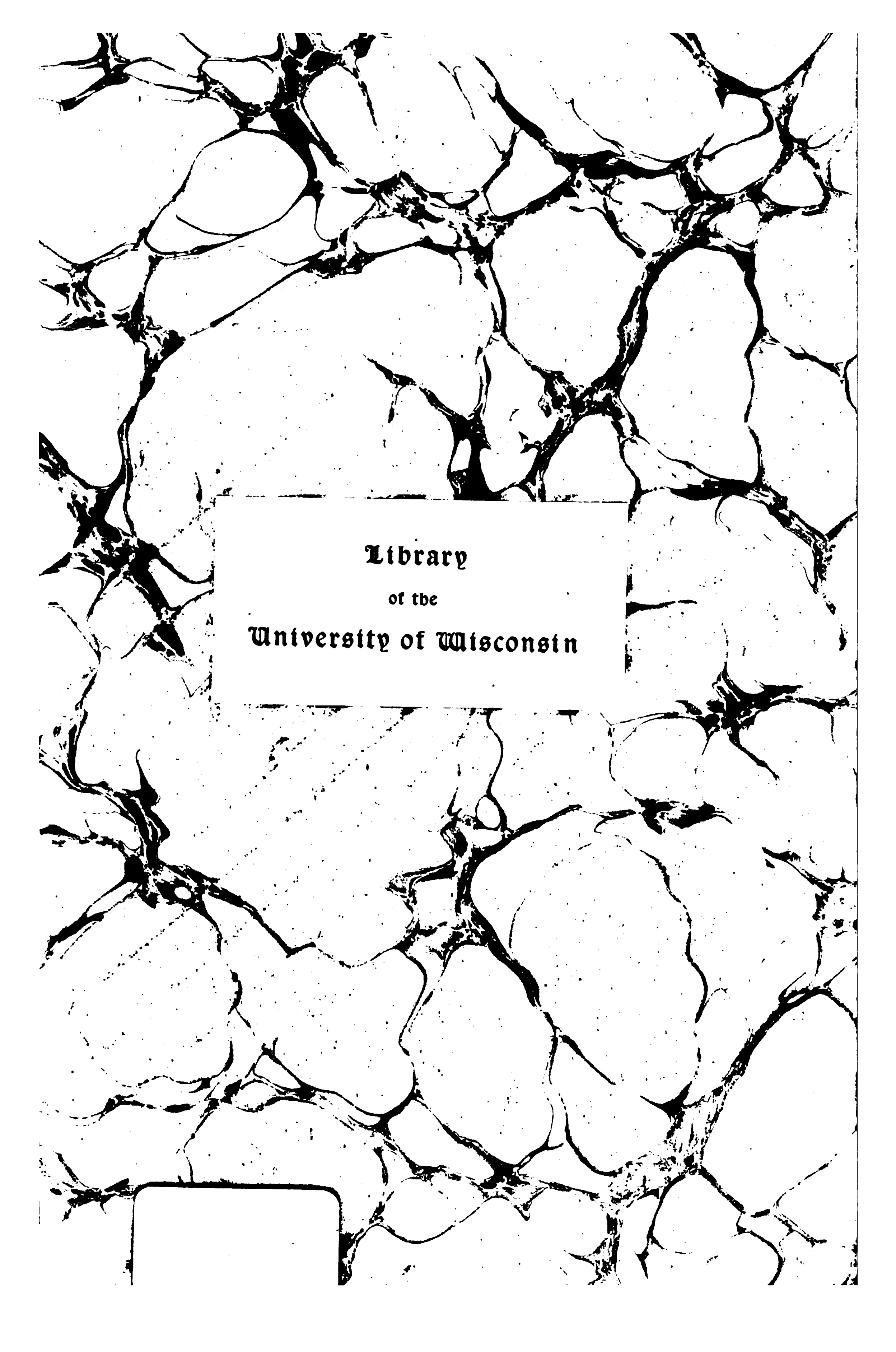
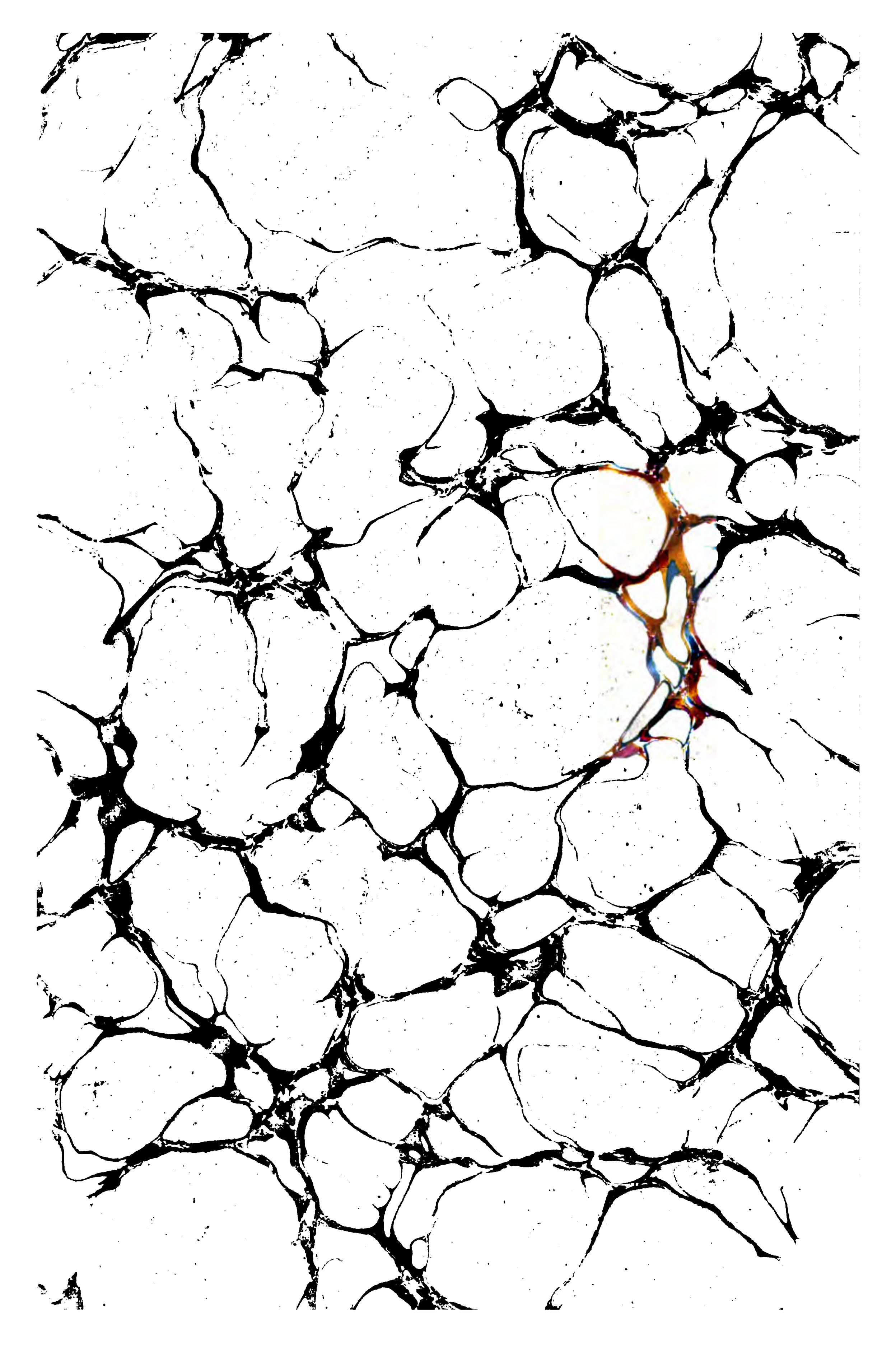



Library
of the
University of Wisconsin



TURBINES

COURBEVOIE

IMPRIMERIE E. BERNARD ET CIE

14, RUE DE LA STATION, 14

BUREAUX A PARIS, 29, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS

ART DE L'INGÉNIEUR

PAR M. Ch. VIGREUX

PARTIE DIDACTIQUE

TURBINES

Turbines centripètes, Turbines mixtes, dites Américaines
Roues vives à réaction (Pelton etc.).

EN COLLABORATION AVEC

M. Ch. MILANDRE, INGÉNIEUR CIVIL



PARIS

E. BERNARD et Cie, IMPRIMEURS-EDITEURS

29, Quai des Grands-Augustins, 29

1899

PRÉFACE

Dans son *Traité d'hydraulique*, l'éminent et regretté L. Vigreux divisait les turbines actuelles en quatre classes :

1° Les turbines *centrifuges*, dans lesquelles l'eau se meut dans un plan perpendiculaire à leur axe de rotation, en *s'éloignant* de cet axe : la turbine Fourneyron en est le type ;

2° Les turbines *centripètes*, dans lesquelles l'eau se meut dans un plan perpendiculaire à leur axe de rotation, en se *rapprochant* de cet axe : la première application de ce genre de turbines fut faite par Poncelet ;

3° Les turbines *parallèles*, dans lesquelles l'eau se meut en restant constamment à la même distance de leur axe de rotation : leur disposition générale est due à Euler (1754) qui en donna la théorie en 1767.

Le type le plus répandu fut établi par Fontaine.

4° Les turbines *mixtes* qui participent de la troisième classe et de l'une des deux premières.

La théorie des récepteurs entrant dans les première, deuxième et troisième catégories, a été établie tout au long dans l'ouvrage précité, mais il n'y a été parlé que succinctement des turbines *centripètes* et des turbines *mixtes*, dites « américaines », peu connues jusqu'alors en Europe, et dont l'emploi, au moment de la publication du Traité Hydraulique de L. Vigreux, était localisé dans l'Amérique du Nord.

Le succès dont jouissent, depuis quelques années, sur notre continent, ces classes de moteurs hydrauliques, nous fait une obligation d'ajouter au remarquable ouvrage du professeur L. Vigreux un chapitre consacré uniquement aux turbines dites « américaines ».

Nous ne nous dissimulons pas que le but que nous nous proposons sera

difficile à atteindre car nous tenons à établir notre étude dans l'esprit qui a présidé à l'élaboration de l'Art de l'Ingénieur tout entier.

Pour le cas particulier qui nous occupe, la tâche est d'autant plus ardue que les constructeurs d'au delà l'Atlantique sont loin d'être prolixes de renseignements au sujet de leurs créations.

Nous savons seulement que leurs méthodes n'ont que de très lointains rapports avec les théories, même les moins discutables, admises et appréciées chez nous et que, pour cette raison, elles diffèrent sensiblement des nôtres.

Alors que nous nous efforçons d'établir nos moteurs hydrauliques en vue d'un fonctionnement dans des conditions précises et déterminées (pour obtenir le meilleur rendement possible), les Américains — que l'on nous pardonne l'expression — exécutent les leurs « de sentiment » et les modifient, les perfectionnent, suivant les indications que fournit l'expérience.

De plus, leurs appareils sont établis en séries ; ils ne sont donc nullement appropriés aux diverses chutes et l'industriel doit se contenter du modèle qui s'applique le mieux, ou plutôt le moins mal, aux conditions particulières de son installation.

Par ces seules considérations, on voit déjà combien il est difficile d'accorder créance aux rendements extraordinaires qui nous sont indiqués pour les turbines du Nouveau-Monde, rendements presque toujours supérieurs à ceux fournis par les meilleures créations de Girard de Callon et de Fontaine.

Notre intention n'est certes pas de nous livrer ici à l'étude critique des turbines dites « américaines » : nous en avons nous-mêmes établi un modèle et c'est là, croyons-nous, une raison suffisante pour que nous ne soyions pas taxés de parti pris vis-à-vis d'elles.

Nous reconnaissons qu'elles possèdent des qualités spéciales que nous examinerons par la suite ; mais nous ne saurions laisser passer sans protestation les chiffres des rendements exceptionnels, résultant d'expériences soi-disant minutieuses et correctes, qui ne tendraient rien moins

qu'à réduire à néant les remarquables travaux de nos meilleurs hydrauliciens.

Le bruit et la réclame faits autour des nouveaux types de moteurs hydrauliques ont obligé nos constructeurs français, pour répondre aux demandes de leur clientèle, de se livrer à leur fabrication. Aux chiffres venant d'Amérique, ils en ont opposé d'autres qui ne le cèdent en rien aux premiers. C'est évidemment là une question toute commerciale sur laquelle nous ne croyons pas devoir insister davantage.

Notre impartialité nous fait un devoir de déclarer que, pour nous, il est hors de doute que la réputation des turbines dites « américaines » ait été surfaite : rien dans leur construction ne permet d'espérer qu'elles soient supérieures, comme rendement, à nos turbines d'Europe.

Nous trouvons du reste la meilleure preuve de l'opinion que nous venons d'exprimer dans ce fait que, pour le projet d'utilisation des chutes du Niagara, l'Amérique s'est sagement résignée à faire appel à l'expérience de notre vieille Europe. Le jury international a adopté le projet de deux ingénieurs génevois, MM. Faesch et Piccard, comportant des turbines genre Fourneyron à deux couronnes superposées. C'est là une revanche des anciens types de turbines sur laquelle feront bien de méditer les ardents défenseurs des créations d'outre-océan.

Nous avons dit que les turbines mixtes participaient des turbines parallèles et des turbines centrifuges ou des turbines centripètes.

Les turbines dites « américaines » sont toutes *centripètes* ou *parallèles-centripètes* ; aussi, pour éviter à nos lecteurs d'avoir à se reporter à l'étude théorique de ces deux classes de turbines, résumerons-nous d'abord ici, succinctement, les principales considérations qui ont été développées antérieurement à leur sujet.

PREMIÈRE PARTIE

CLASSIFICATION DES TURBINES SELON LE MODE D'ACTION DE L'EAU

La classification des turbines, telle qu'elle était donnée dans le Traité d'Hydraulique de L. Vigreux, et telle que nous l'avons rapportée au début de notre étude, n'envisageait que la façon dont s'effectue le mouvement de l'eau dans les récepteurs.

Or, selon le mode d'action de l'eau, il y a lieu d'adopter, pour chacune des quatre classes précitées, une division nouvelle en :

Turbines à *action* ou à *libre déviation*;

Turbines à *réaction* ou à *pression*;

Turbines *limites* sans réaction.

Nous allons définir ci-après chacune de ces catégories de moteurs.

Dans la théorie des turbines parallèles et centrifuges, telle qu'elle a été exposée précédemment, on a toujours supposé que la vitesse de l'eau, à la sortie des aubages de la couronne directrice, était justement égale à la vitesse résultant de la pression hydrostatique aux points considérés.

C'est là la condition nécessaire pour que le fonctionnement de la turbine puisse avoir lieu à *libre déviation.*

Nous avons expliqué ce phénomène lors de l'étude des turbines parallèles (*Hydraulique appliquée*, page 289) et nous savons qu'en prenant pour b' une valeur supérieure à celle donnée par l'équation (385), les veines liquides, au lieu de remplir complètement l'intervalle des deux aubes consécutives, se détachent de la face convexe de chaque aube, de sorte que le mouvement de l'eau s'effectue sous la pression atmosphérique, comme dans un canal découvert.

Mais si la vitesse de l'eau, à la sortie des directrices est inférieure à celle résultant de la pression hydrostatique en ces points, l'action de l'eau dans le récepteur se trouve modifiée.

Les veines liquides ne s'écoulent plus, comme dans le cas de la *libre déviation,* sous la pression atmosphérique; la couronne mobile est alors remplie d'eau sous pression qui *réagit* sur les aubages, d'où le nom de

turbines à *réaction* ou à *pression* donné à celles fonctionnant dans ces conditions.

Le mouvement de rotation de la couronne mobile est donc produit, non seulement par la déviation des veines liquides, mais aussi par la *réaction* due à l'écoulement sous pression.

Les conséquences de cet écoulement sous pression sont : le remplissage complet des aubages et le débit constant du récepteur.

Entre ces deux classes de turbines, différentes au point de vue du mode d'action de l'eau, il s'en place une troisième, assez rarement employée : celle des turbines *limites* ou à *veine moulée.*

Dans ces appareils, la pression intérieure et la réaction sont nulles, mais l'eau motrice s'écoule en remplissant *exactement* les intervalles des aubes de la couronne mobile: elle s'y moule en n'y laissant aucun vide, mais en n'y subissant aucune pression.

Nous donnerons ultérieurement quelques tracés relatifs à ces turbines; nous fixerons en même temps les conditions essentielles de leur fonctionnement.

DEUXIÈME PARTIE

THÉORIE DES TURBINES CENTRIPÈTES

CHAPITRE PREMIER

TURBINES A ACTION

Soient :

F la couronne directrice d'une turbine centripète, montée sur le fond d'une chambre d'eau A. (Fig. 1).

J la couronne mobile calée sur un arbre vertical;

D la vanne cylindrique qui peut être descendue entre les deux couronnes pour en régler ou arrêter le débit.

Si la figure 2 représente la coupe horizontale des couronnes directrice et mobile, faite suivant le plan *mn* et si nous considérons le filet liquide qui se meut dans ce plan moyen ; en désignant par V la vitesse du filet considéré à sa sortie de la couronne directrice (section *a*), par p_a la pression atmosphérique et p_0 la pression par unité de surface dans la section considérée, le théorème de Bernoulli [1] (page 37, *Hydraulique appliquée)* fournit :

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{p_a}{\delta} + h - \frac{p_0}{\delta} \qquad (1)$$

L'eau arrivant sur les aubes L de la couronne mobile avec une vitesse absolue V, si v est la vitesse de ladite couronne à sa circonférence extérieure de rayon r et w la vitesse relative du filet liquide à

1. En raison de la grande section que présente la chambre d'eau par rapport à la section des canaux de la couronne directrice, on peut négliger la vitesse de l'eau dans cette chambre.

son entrée dans la couronne mobile, le triangle des vitesses donne la relation suivante :

$$w^2 = V^2 + v^2 - 2\,Vv \cos \alpha \qquad (2)$$

α représentant l'angle formé par V et v.

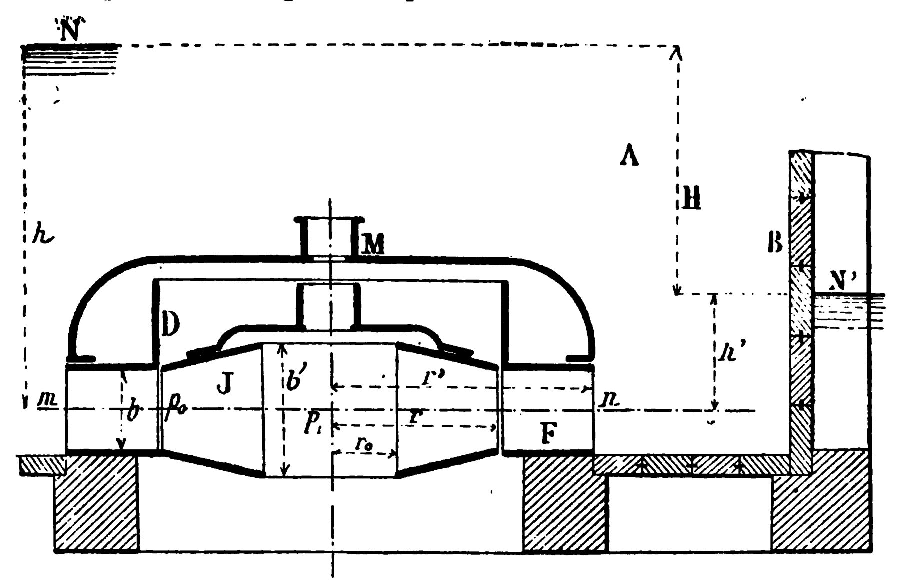


Fig. 1.

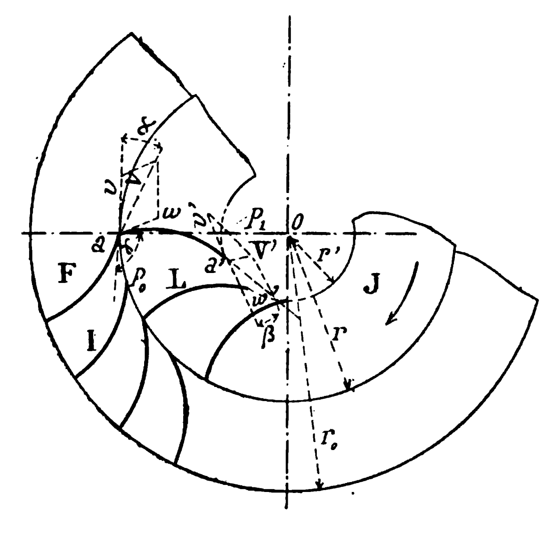


Fig. 2.

Pour que l'eau entre sans choc dans la couronne mobile, il faut que le premier élément des aubes L soit parallèle à la direction de w, formant avec la direction de v, un angle γ qui fournit :

$$\frac{v}{V}=\frac{\sin(\gamma+\alpha)}{\sin\gamma} \tag{3}$$

L'eau entre dans la couronne mobile avec la vitesse relative w ; elle en ressort avec la vitesse relative w' dont nous déterminerons la valeur en appliquant le théorème de Bernoulli au filet liquide en mouvement sur l'aube aa' (fig. 2).

L'accroissement de la puissance vive due aux variations de la vitesse relative est exprimé par :

$$\frac{1}{2}m(w'^2-w^2) \tag{4}$$

m désignant la masse des molécules liquides passant, en une seconde, dans les sections a et a'.

Il est égal à la somme des travaux des forces réelles et de la force centrifuge.

Les forces réelles sont :

1° La pesanteur, dont le travail est nul, puisque le filet se meut horizontalement.

2° La pression hydrostatique en a : $\frac{p_0}{\delta}$ dont le travail, qui est positif, a pour valeur :

$$mg\frac{p_0}{\delta} \tag{5}$$

3° La pression hydrostatique en a' : $\frac{p_1}{\delta}$ dont le travail, qui est négatif, a pour valeur :

$$mg\frac{p_1}{\delta} \tag{6}$$

Le travail de la force centrifuge est négatif, puisque les molécules liquides vont en se rapprochant de l'axe de rotation.

Comme on a

$$v' < v$$

la valeur absolue de cette force est

$$\frac{m}{2}(v^2-v'^2) \tag{7}$$

On peut donc poser :

$$\frac{1}{2}m(w'^2-w^2)=mg\frac{p_0}{\delta}-mg\frac{p_1}{\delta}-\frac{m}{2}(v^2-v'^2) \tag{8}$$

d'où l'on tire :

$$w'^2 = w^2 + v'^2 - v^2 + 2g\left(\frac{p_o}{\delta} - \frac{p_1}{\delta}\right) \qquad (9)$$

En remarquant que :

$$p_1 = p_a + \delta h' \qquad (10)$$

on obtient :

$$w'^2 = w^2 + v'^2 - v^2 2g\left(\frac{p_o - p_a}{\delta} - h'\right) \qquad (11)$$

L'eau arrivant en a', abandonne la couronne directrice avec une vitesse w', dirigée suivant le dernier élément de l'aube; elle est animée en outre de la vitesse v' de la couronne à sa circonférence de rayon r'; elle se répand donc dans le bief d'aval avec une vitesse absolue V', qui est la résultante de w' et de v', et dont la valeur est exprimée par :

$$V'^2 = w'^2 + v'^2 - 2\,w'\,v' \cos \beta \qquad (12)$$

β représentant l'angle de w' et de v'.

Expression du travail et du rendement.

En désignant par P le poids d'eau dépensé en une seconde par la turbine, le travail moteur correspondant est représenté par :

$$P\,H$$

Mais l'eau quittant le récepteur avec une vitesse absolue V', la perte de travail est exprimée par :

$$\frac{P\,V'^2}{2g}$$

Le travail utile théorique est alors :

$$T_u = PH - \frac{P\,V'^2}{2g} = P\left(H - \frac{V'^2}{2g}\right) \qquad (13)$$

Le rendement théorique a donc pour expression .

$$R = \frac{H - \frac{V'^2}{2g}}{H} = 1 - \frac{V'^2}{2g} \qquad (14)$$

Cette équation montre que le rendement est d'autant meilleur que V' est plus petit.

Si, dans l'équation (12) on pouvait faire

$$\beta = o \quad \text{et} \quad w' = v$$

on aurait :

$$V' = o$$

et le rendement théorique serait égal à l'unité.

Mais la condition :

$$\beta = o$$

ne peut être réalisée, parce que l'une des dimensions de la section de sortie de la couronne mobile serait nulle. On doit donc se borner à faire β aussi petit que possible (20 à 30°).

Nous insistons tout spécialement sur cette condition que les constructeurs américains se préoccupent peu de satisfaire ; ils donnent au contraire à l'angle β une valeur voisine de 90°.

Quant à la condition :

$$w' = v'$$

elle peut toujours être réalisée.

Toutefois, il est nécessaire que la valeur de v' soit suffisante pour que la turbine débite toute l'eau fournie par la chute.

En raison de la permanence du mouvement de l'eau dans la turbine et de l'incompressibilité du liquide, le volume Q qui s'écoule, en une seconde, par les orifices de la couronne directrice est égal à celui qui passe, durant le même temps, par les orifices de la couronne mobile.

Or la somme des dimensions horizontales des sections de sortie pour chacune des couronnes est exprimée par :

Couronne directrice . . . $2\pi r \sin\alpha \times m\mathrm{K}$

Couronne mobile . . . . $2\pi r' \sin\beta \times m'\mathrm{K}'$

K et K', m et m' étant des coefficients, inférieurs à l'unité, et tenant compte, les premiers, de l'épaisseur des aubes, les seconds, de la contraction qui se produit à l'entrée dans les orifices.

Si nous désignons par b et b' les dimensions verticales respectives des deux couronnes, dans les sections considérées, nous aurons, pour les débits en nous rappelant que V et w' sont les vitesses du liquide à la sortie des deux couronnes,

Couronne directrice. . . $Q = m\mathrm{K} \times 2\pi r \sin\alpha \times b \mathrm{V}$ (15)

Couronne mobile . . . $Q = m'\mathrm{K}' \times 2\pi r' \sin\beta \times b' \mathrm{W}'$ (16)

Si pour plus de simplicité, on fait ici :

$$m\mathrm{K} = m'\mathrm{K}' = 1$$

quitte à tenir compte dans les applications des valeurs exactes de ces coefficients, on tire des équations (15) et (16)

$$2\pi r \sin\alpha \times b\mathrm{V} = 2\pi r' \sin\beta \times b' w' \qquad (17)$$

d'où :

$$\frac{V}{w'} = \frac{b' r' \sin \beta}{b r \sin \alpha} \qquad (18)$$

D'autre part les vitesses v et v' sont liées par la relation :

$$v' = v \times \frac{r'}{r} \qquad (19)$$

Transformation des équations fondamentales.

Si l'on ajoute membre à membre les équations (1) et (11), on obtient, en chassant le dénominateur :

$$V^2 + w'^2 = w^2 + v'^2 - v^2 + 2g(h - h') \qquad (20)$$

Si nous posons la condition précédemment exprimée :

$$w' = v'$$

et si nous remarquons que :

$$h - h' = H$$

l'équation (20) devient :

$$V^2 = w^2 - v^2 + 2g\,H$$

En remplaçant, dans cette expression, w^2 par sa valeur, tirée de l'équation (2) il vient :

$$v = \frac{g\,H}{V \cos \alpha} \qquad (21)$$

Cherchons à exprimer V en fonction des dimensions principales des couronnes.

Dans la valeur de V' exprimée par la relation (12) si nous posons la même condition :

$$w' = v'$$

nous obtenons :

$$V'^2 = 2v'^2 (1 - \cos \beta) \qquad (22)$$

De (21) on tire :

$$V = \frac{g\,H}{v \cos \alpha} \qquad (23)$$

Or, nous savons que (19) :

$$v' = \frac{v \times r'}{r}$$

Si d'autre part, $v' = w'$, on obtient :

$$w' = v \frac{r'}{r}$$

d'où

$$v = w' \frac{r}{r'}$$

Et, en remplaçant v dans (23)

$$V = \frac{gH}{w' \cos\alpha} \times \frac{r'}{r}$$

Si nous substituons à w' sa valeur tirée de l'équation (18), il vient :

$$V = \frac{gH \sin\beta}{V \sin\alpha \cos\alpha} \times \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{b'}{b}$$

$$V^2 = gH \times \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{b'}{b} \times \frac{\sin\beta}{\sin\alpha \cos\alpha} \qquad (24)$$

En élevant au carré l'expression (21) et en substituant à V sa valeur tirée de (24), on obtient :

$$v^2 = \frac{g^2 H^2}{V^2 \cos^2\alpha} = \frac{g^2 H^2 \times r^2 \times b \sin\alpha \cos\alpha}{\cos^2\alpha \times r'^2 \times b' \times gH \sin\beta}$$

Ou, en simplifiant :

$$v^2 = gH \times \frac{r^2}{r'^2} \times \frac{b}{b'} \times \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\sin\beta} \qquad (25)$$

La relation (19) permet d'en déduire :

$$v'^2 = gH \times \frac{b}{b'} \times \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\sin\beta} \qquad (26)$$

La valeur V'^2 s'exprimera en remplaçant dans (22) v'^2 par la valeur ci-dessus, ce qui donne après simplifications :

$$V'^2 = 2gH \frac{b}{b'} \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\frac{1}{2}\beta \qquad (27)$$

De sorte que l'expression théorique du rendement, donnée précédemment (14) se transforme ainsi :

$$R = 1 - \frac{b}{b'} \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\frac{1}{2}\beta \qquad (28)$$

Valeur de la pression $\frac{p_o}{\delta}$

En observant que dans l'équation (1),

$$p = H + h'$$

et en remplaçant V par sa valeur tirée de (24), on a :

$$\frac{p_o}{\delta} = \frac{p_a}{\delta} + H + h' - \frac{V^2}{2g} = \frac{p_a}{\delta} + h' + H\left(1 - \frac{b'}{b} \times \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{\sin\beta}{\sin 2\alpha}\right) \qquad (28\ bis)$$

(puisque $2 \sin\alpha \cos\alpha = \sin 2\alpha$).

Suivant le signe de la quantité entre parenthèses, on aura :

$$\frac{p_o}{\delta} \gtreqless \frac{p_a}{\delta} + h'$$

Ces diverses conditions dépendent donc de la valeur positive ou nulle ou négative du coefficient de H :

$$\left(1 - \frac{b'}{b} \times \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{\sin\beta}{\sin 2\alpha}\right)$$

(*a*) Si on a :

$$\frac{b'}{b} \times \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{\sin\beta}{\sin 2\alpha} < 1$$

la pression $\frac{p_o}{\delta}$ sera plus grande que :

$$\frac{p_a}{\delta} + h'$$

et l'eau passant de la couronne fixe dans la couronne mobile s'échappera par le jeu qu'il faut laisser, en pratique, entre les deux couronnes.

Nous évaluerons plus loin l'importance de cette perte de travail.

(*b*) Si l'on a :

$$\frac{b'}{b} \times \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{\sin\beta}{\sin 2\alpha} > 1$$

il en résultera :

$$\frac{p_o}{\delta} < \frac{p}{\delta} + h'$$

de sorte que l'eau du bief d'aval tendra à entrer dans la couronne mobile par le jeu existant entre les deux couronnes. Il en résultera que cette eau sera entraînée entre les aubes mobiles et évacuée avec la même vitesse absolue V' que celle de l'eau motrice; la perte de travail résultante ne peut être calculée exactement, nous en déterminerons plus loin la valeur approximative.

(*c*) Si l'on a :

$$\frac{b'}{b} \times \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{\sin\beta}{\sin 2\alpha} = 1$$

Il en résulte :

$$\frac{p_o}{\delta} = \frac{p_a}{\delta} + h'$$

et il n'y a ni perte ni rentrée d'eau par le jeu existant entre les deux couronnes.

Cette condition n'est réalisée qu'autant que :

$$b' r'^2 \sin \beta = b r^2 \sin 2\alpha$$

Or, on a toujours :

$$r > r'$$

par conséquent, il est nécessaire que :

$$b' \sin \beta > b \sin 2\alpha$$

Si dans l'équation (11) nous faisons :

$$w' = v'$$

et

$$\frac{p_o}{\delta} = \frac{p_a}{\delta} + h',$$

il en résulte :

$$w = v$$

mais on a déjà $v' < v$.

Par conséquent :

$$w' < w$$



Simplification des équations fondamentales.

La condition :

$$\frac{p_o}{\delta} = \frac{p_a}{\delta} + h'$$

étant réalisée, l'équation (1) devient :

$$V^2 = 2g\,H$$

d'où :

$$V = \sqrt{2g\,H} \qquad (29)$$

et l'équation (21) donne :

$$v = \frac{V}{2 \cos \alpha} \qquad (30)$$

On en déduit :

$$\frac{v}{V} = \frac{1}{2 \cos \alpha}$$

relation qui permet de qualifier la turbine suivant la valeur du rapport $\frac{v}{V}$ qui dépend uniquement de l'angle α.

Le tableau ci-dessous donne les valeurs de $\frac{v}{V}$ correspondant aux diverses grandeurs de α.

Valeurs de α	Valeurs de $2 \cos \alpha$	Valeurs de $\frac{v}{V}$
0°	2	0,50
30°	1,832	0,577
45°	1,414	0,707
60°	1	1
90°	0	∞

La valeur $\alpha = 0$ n'est pas admissible, car la section de sortie des orifices de la couronne directrice serait nulle.

Quant à la valeur $\alpha = 90°$, elle correspond à une turbine pour laquelle les aubes de la couronne directrice seraient dirigées suivant le rayon ; ce qui reviendrait à ne pas munir d'aubes la couronne directrice.

Cette hypothèse conduit pour le rapport $\frac{v}{V}$ à une valeur infinie qui n'est pas admissible. Elle doit donc d'abord être faite sur l'équation (2) : elle indique que le triangle des trois vitesses V, v et w est rectangle en a et que l'on a :

$$w^2 = V^2 + v^2$$

Dans la pratique, on désigne sous le nom de turbines à *petite vitesse*, celles pour lesquelles le rapport $\frac{v}{V}$ ne dépasse pas 0,60 ; les turbines à *grande vitesse* sont celles pour lesquelles le rapport $\frac{v}{V} = 1$ ou en est voisin.

Si l'on combine les équations (30) et (2), il reste :

$$w = v$$

de telle sorte que le triangle des trois vitesses V, v et w est isocèle.

Ce triangle est équilatéral pour $\alpha = 60°$; le tableau ci-dessus nous montre que, dans ce cas,

$$v = V.$$

Détermination des pertes, résultant de ce que la condition $\frac{p_o}{\delta} = \frac{p_a}{\delta} + h'$ n'est pas satisfaite.

1° $$\frac{p_o}{\delta} > \frac{p_a}{\delta} + h'$$

Dans ce cas, l'eau passant de la couronne fixe dans la couronne mobile s'échappe, en haut et en bas, par le jeu qui doit exister entre les deux couronnes.

Désignons ce jeu par μ; la section par laquelle l'eau s'échappera sera :

$$2\pi r \times 2\mu = 4\pi r\mu$$

et la vitesse d'échappement sera exprimée par :

$$\sqrt{2g\left(\frac{p_o}{\delta} - \frac{p_a}{\delta} - h'\right)}$$

ou, en remplaçant la quantité entre parenthèses par sa valeur tirée de (28 *bis*), par :

$$\sqrt{2g\,\mathrm{H}\left(1 - \frac{b'}{b} \times \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{\sin\beta}{\sin 2\alpha}\right)}$$

Si nous désignons par m_1 le coefficient de contraction applicable aux deux orifices par lesquels se produit l'écoulement de l'eau, le volume échappé par seconde sera :

$$q = 4m_1\pi r\mu\sqrt{2g\,\mathrm{H}\left(1 - \frac{b'}{b} \times \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{\sin\beta}{\sin 2\alpha}\right)}$$

La perte de travail qui en résultera aura donc pour expression en kilogrammètres par seconde :

$$1000\,q\,\mathrm{H} = 4000\,m_1\pi r\mu\mathrm{H}^{\frac{3}{2}}\sqrt{2g\left(1 - \frac{b'}{b} \times \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{\sin\beta}{\sin 2\alpha}\right)} \qquad (31)$$

2° $\frac{p_o}{\delta} < \frac{p_a}{\delta} + h'$

Dans ce cas, l'eau du bief d'aval tend à entrer dans la couronne mobile par le jeu existant entre les deux couronnes. Les veines liquides coulant dans les canaux formés par les aubes de la couronne mobile entraîneront l'eau s'introduisant par le jeu, de sorte que cette eau sortira de la turbine animée d'une vitesse égale à la vitesse absolue V' de l'eau motrice.

La perte de travail résultante ne peut-être calculée exactement; mais on en obtient une valeur approximative, suffisante pour la pratique, en faisant le produit de la quantité d'eau entraînée à la seconde par la hauteur correspondant à la vitesse absolue V'.

Si q' est ce volume, on déterminerait comme précédemment, que sa valeur est :

$$q' = m_1 \times 4\pi r\mu\sqrt{2g\,\mathrm{H}\left(\frac{b'}{b} + \frac{r'^2}{r^2} + \frac{\sin\beta}{\sin 2\alpha} - 1\right)} \qquad (32)$$

et l'expression du travail perdu sera, en kilogrammètres par seconde :

$$1000\, q' = \frac{V'^2}{2q}$$

En y remplaçant q' et V'^2 par leurs valeurs tirées des . (32) et (26), il vient :

$$1000\, q' \times \frac{V'^2}{2g} = 4000\, m_1 \pi r \mu \sqrt{2g\mathrm{H}\left(\frac{b'}{b} \times \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{\sin\beta}{\sin 2\alpha} - 1\right)} \times \mathrm{H} \times \frac{b'}{b} \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\frac{1}{2}\beta$$

ou

$$\frac{1000\, q'\, V'^2}{2g} = 4000\, m_1 \pi r \mu \times \mathrm{H}^{\frac{3}{2}} \times \frac{b}{b'} \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\frac{1}{2}\beta - \sqrt{2g\left(\frac{b'}{b} \times \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{\sin\beta}{\sin 2\alpha} - 1\right)} \quad (33)$$

Discussion de l'équation du rendement.

Nous avons vu que le rendement de la turbine centripète était donné par la formule (28) :

$$\mathrm{R} = 1 - \frac{b}{b'} \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\frac{1}{2}\beta$$

Ce rendement sera d'autant plus élevé que le terme :

$$\frac{b}{b'} \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\frac{1}{2}\beta$$

sera plus petit ; on en déduit que le rendement augmente lorsque les angles α et β diminuent. Les turbines centripètes à petite vitesse présentent donc, sur les turbines à grande vitesse, un avantage notable au point de vue du rendement.

D'autre part, nous savons (voir page 14) qu'il convient que les éléments de la turbine satisfassent à la relation :

$$\frac{b'}{b} \times \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{\sin\beta}{\sin 2\alpha} = 1$$

ou

$$\frac{b}{b'} = \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{\sin\beta}{\sin 2\alpha}$$

En remplaçant $\frac{b}{b'}$ par sa valeur dans l'expression du rendement, on obtient :

$$\mathrm{R} = 1 - \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{\sin\beta}{\sin 2\alpha} \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\frac{1}{2}\beta$$

ou, en effectuant :

$$\mathrm{R} = 1 - \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{1 - \cos\beta}{\cos\alpha} \quad (34)$$

Cette expression nouvelle du rendement est commune aux turbines centripète et centrifuge. Elle montre qu'il y a intérêt à faire r' aussi peu différent que possible de r. Mais en pratique la différence entre ces deux quantités doit être suffisante pour que la courbure des aubes ne soit pas trop brusque.

On prend généralement :

$$r = 1{,}5 \text{ à } 2r'$$

Le rapport $\frac{r_o}{r}$ doit être compris entre 1,15 et 1,25.

Rendement réel ou pratique.

Le rendement réel ou pratique s'obtient en multipliant le rendement théorique par un coefficient de réduction φ compris entre 0,8 et 0,9; de telle sorte que l'on peut compter, suivant les circonstances, sur un rendement de 0,70 à 0,75 pour les turbines à petite vitesse et sur 0,58 à 0,62 pour les turbines à grande vitesse.

Nécessité de noyer les turbines centripètes.

Si Q représente le volume d'eau, exprimé en mètres cubes, dépensé dans une seconde par une turbine centripéte, le travail utile T_u, recueilli sur les aubes de la couronne mobile sera théoriquement exprimé par :

$$T_u = 1000\,Q\,H\left(1 - \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{1-\cos\beta}{\cos\alpha}\right) \qquad (35)$$

Mais cette valeur de T_u suppose que la couronne mobile tourne complètement plongée dans l'eau d'aval, ainsi qu'il est indiqué figure 1.

S'il en était autrement et si, comme dans la figure 3, la couronne mobile était placée au-dessus du niveau d'aval N', il faudrait, de la chute H retrancher la hauteur h'', séparant le plan moyen mn de la couronne mobile du niveau d'aval.

Dans ce cas, les équations du rendement (28) et du travail utile (35) deviennent :

$$R = 1 - \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{1-\cos\beta}{\cos\alpha} - \frac{h''}{H} \qquad (36)$$

$$T_u = 1000\,QH\left(1 - \frac{r'^2}{r^2} \times \frac{1-\cos\beta}{\cos\alpha} - \frac{h''}{H}\right) \qquad (37)$$

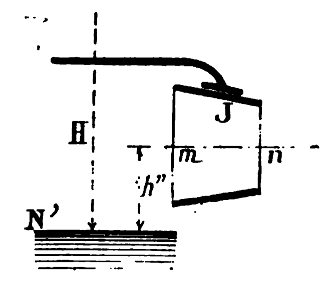


Fig. 3

La perte sur le rendement et sur le travail utile serait proportionnellement d'autant plus grande que le rapport $\frac{h''}{H}$ se rapprocherait davantage de l'unité.

Pour les basses et moyennes chutes, il convient donc de placer la couronne mobile au-dessous du niveau d'aval de l'étiage. Dans les hautes chutes, au contraire, il peut y avoir utilité à ne pas immerger la turbine, malgré la perte de chute qui en résulte.

Influence des variations de la vitesse de rotation sur le débit de la turbine centripète.

L'expression (16):

$$Q = m' K' \times 2\pi r' \sin\beta \times b' w'$$

qui donne le débit de la turbine par seconde, montre que ce débit est proportionnel à w'.

Or, si l'on réalise la condition :

$$\frac{p_o}{\delta} = \frac{p_a}{\delta} + h'$$

ou

$$\frac{p_o - p_a}{\delta} = h'$$

l'équation (9) donnant la valeur de w' se réduit à :

$$w'^2 = w^2 + v'^2 - v^2 = w^2 - v^2\left(1 - \frac{r'^2}{r^2}\right)$$

car :

$$v' = v\,\frac{r'}{r}$$

En remplaçant w^2 par sa valeur (2) on obtient, en simplifiant :

$$w'^2 = V^2 - 2\,Vv\cos\alpha + v^2\,\frac{r'^2}{r^2}$$

ou

$$w' = \sqrt{V^2 - v^2\left(\frac{2\,V\cos\alpha}{v} - \frac{r'^2}{r^2}\right)} \qquad (38)$$

Or, nous savons (30) que

$$v = \frac{V}{2\cos\alpha}$$

par conséquent, on a :

$$w' = \sqrt{V^2 - v^2\left(4 \cos \alpha - \frac{r'^2}{r^2}\right)} \qquad (39)$$

Pour que la valeur de v n'eût aucune influence sur celle de w' et, par conséquent, sur la dépense de la turbine, il faudrait que l'on eût :

$$4 \cos \alpha = \frac{r'^2}{r^2}$$

ou

$$\cos \alpha = \frac{r'^2}{4 r^2}$$

Or, en pratique, la valeur de α et celle du rapport $\frac{r'}{r}$ (qui est plus petit que l'unité) sont presque toujours telles que l'expression :

$$\left(4 \cos \alpha - \frac{r'^2}{r^2}\right)$$

est positive et que, par suite, sous le radical de l'expression (39), le terme en v^2 est négatif.

Il en résulte évidemment que si v augmente, w' et par suite le débit Q diminuent.

On voit donc que la turbine centripète est *auto-régulatrice* — c'est-à-dire que, la résistance diminuant, si la vitesse v de la turbine augmente, la vitesse w', et avec elle le débit, diminuent, ce qui entraîne une réduction dans le travail fourni par la turbine.

Si, au contraire, la vitesse v de la turbine diminue par suite d'une augmentation de la résistance, la vitesse w' et la dépense de la turbine augmentent ce qui entraîne une augmentation dans le travail fourni par le moteur.

Ce phénomène, qui est inverse de celui qui se passe dans les turbines centrifuges a pour effet de restreindre les oscillations dans la vitesse du récepteur hydraulique dues aux variations du travail résistant.

C'est là un avantage très remarquable des turbines centripètes.

Le graphique ci-dessous (fig. 4) qui nous a été obligeamment communiqué par MM. Brenier, Neyret et Cie, de Grenoble, permettra de se rendre facilement compte comment le débit et le rendement varient avec la vitesse. En ce qui concerne plus particulièrement le débit, nous voyons qu'il varie d'environ 118 à 150 litres, alors que la vitesse passe de 200 à 470 tours.

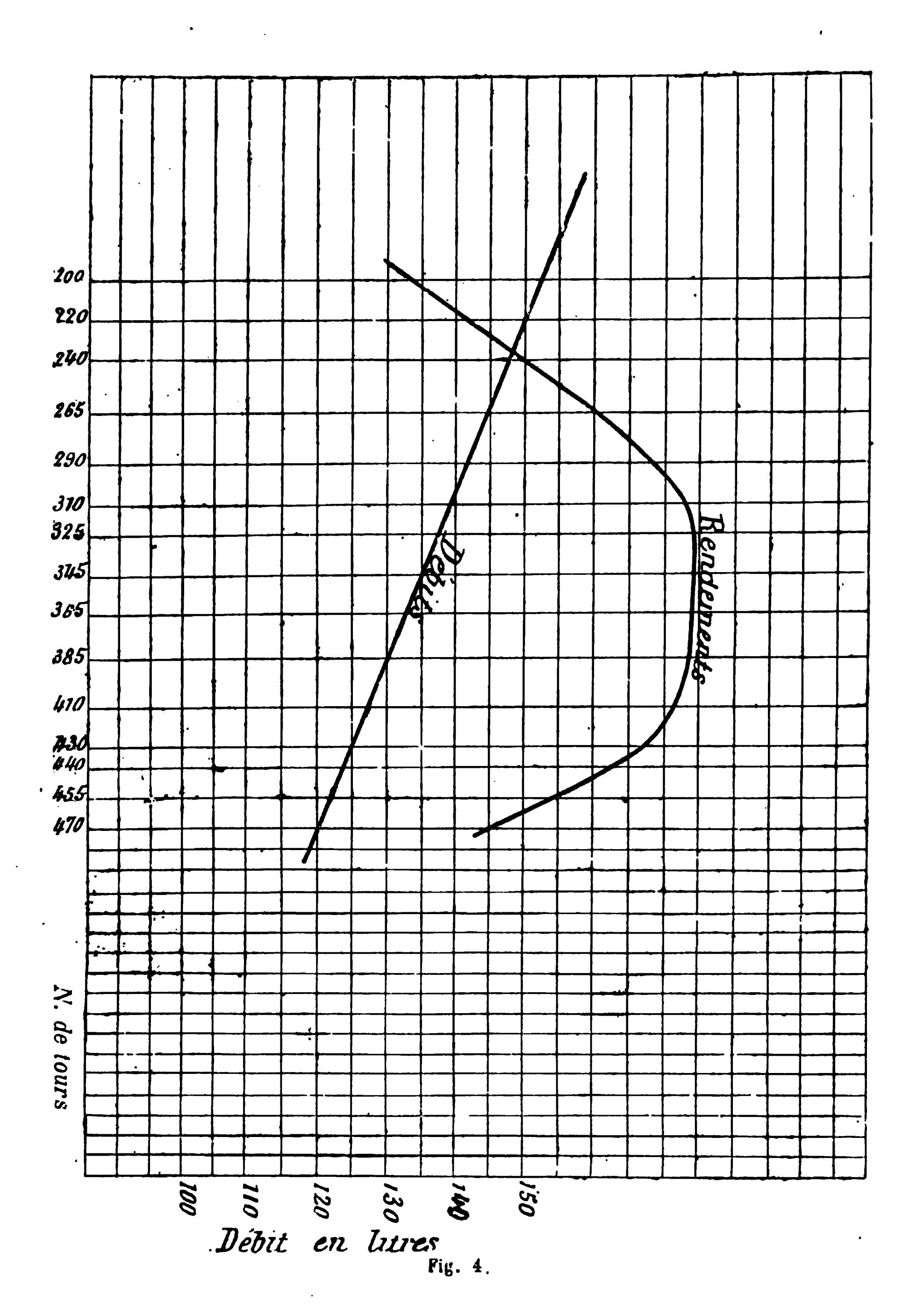

200
220
240
265
290
310
325
345
365
385
410
430
440
455
470
N. de tours
Débits
Rendements
100
110
120
130
140
150
Débit en litres

Fig. 4.

Variations du rendement avec un débit variable.

Dans la plupart des turbines centripètes, la mise en marche et l'arrêt du moteur sont obtenus en levant ou abaissant une vanne cylindrique en fonte D (fig. 1), logée entre les couronnes mobile et directrice, et au moyen de laquelle tous les orifices sont ouverts ou fermés en même temps.

Ce vannage, qui est dû à Fourneyron, peut être levé d'une quantité moindre que la hauteur b des directrices et sert ainsi à régler le débit de la turbine, suivant les variations que subit le volume de l'eau motrice.

Mais lorsque la vanne n'est levée que partiellement, ainsi qu'il est indiqué figure 5, les veines d'eau qui pénètrent dans la couronne mobile J, ne sont plus guidées en dessus et s'épanouissent en venant frapper la face supérieure de la couronne mobile : il en résulte des remous dans le mouvement relatif de l'eau et par suite des pertes importantes de travail.

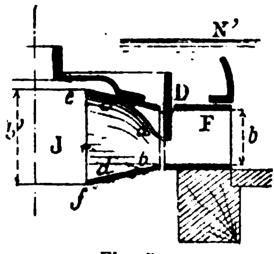


Fig. 5

Le valeur de ces pertes peut être déterminée en appliquant le théorème de Bélanger (*Hydraulique appliquée*, page 54).

Si Q_1 est le volume du débit réduit; u et u' les vitesses respectives du fluide dans les sections ab et cd (ab étant la section d'étranglement de la veine, cd la section dans laquelle le mouvement du liquide a lieu de nouveau par filets parallèles) le travail perdu en agitations au sein de la masse a pour expression :



$$Tf = \delta Q_1 \frac{(u-u')^2}{2g} \qquad (40)$$

Pour une turbine donnée, on peut déterminer u et u' et en déduire la valeur de Tf.

La détermination exacte de la section cd ne laissant pas de présenter quelques difficultés, on peut, sans erreur bien sensible, remplacer u' par u'', vitesse de l'eau dans la section de sortie ef de l'aubage.

L'expérience a du reste confirmé à cet égard, les déductions du raisonnement.

A défaut d'expériences faites sur des turbines centripètes, nous rappellerons ce qui a été dit dans cet ordre d'idées lors de l'étude des turbines centrifuges.

Dans trois turbines pourvues du vannage circulaire précité, le rendement a subi les variations suivantes :

1[re] *Turbine* (noyée)

Le rapport $\frac{L'}{L}$ entre les levées de vannes extrêmes étant :

$$\frac{L'}{L} = \frac{0^m,091}{0^m,345} = 0,263$$

la perte proportionnelle sur le rendement a été égale à

$$\frac{0,71 - 0,49}{0,71} = 0,31$$

2[e] *Turbine* (noyée)

$$\frac{L'}{L} = \frac{0^m,050}{0^m,270} = 0,185$$

perte proportionnelle sur le rendement :

$$\frac{0,79 - 0,37}{0,79} = 0,53$$

3[e] *Turbine* (dénoyée).

$$\frac{L'}{L} = \frac{0^m,050}{0^m,100} = 0,50$$

perte proportionnelle sur le rendement :

$$\frac{0,68 - 0,58}{0,68} = 0,148$$

Dans le même ordre d'idées, si on compare les rendements fournis par une turbine mixte, type Hercule, dans le cours d'essais effectués à la station d'Holyoke, on voit que, le rapport $\frac{L'}{L}$ entre les levées de vannes extrêmes étant :

$$\frac{L'}{L} = \frac{0^m,249}{0^m,807} = 0,30$$

la perte proportionnelle sur le rendement a été égale à :

$$\frac{0,8036 - 0,2685}{0,8636} = 0,664$$

Le vannage de Fourneyron se prête donc très mal à l'utilisation des débits variables et le rendement de la turbine diminue rapidement lors que l'on réduit intérieurement la hauteur des orifices de la couronne directrice.

Notons en passant que presque toutes les turbines, dites « américaines », sont pourvues, comme nous le verrons plus loin, du vannage de

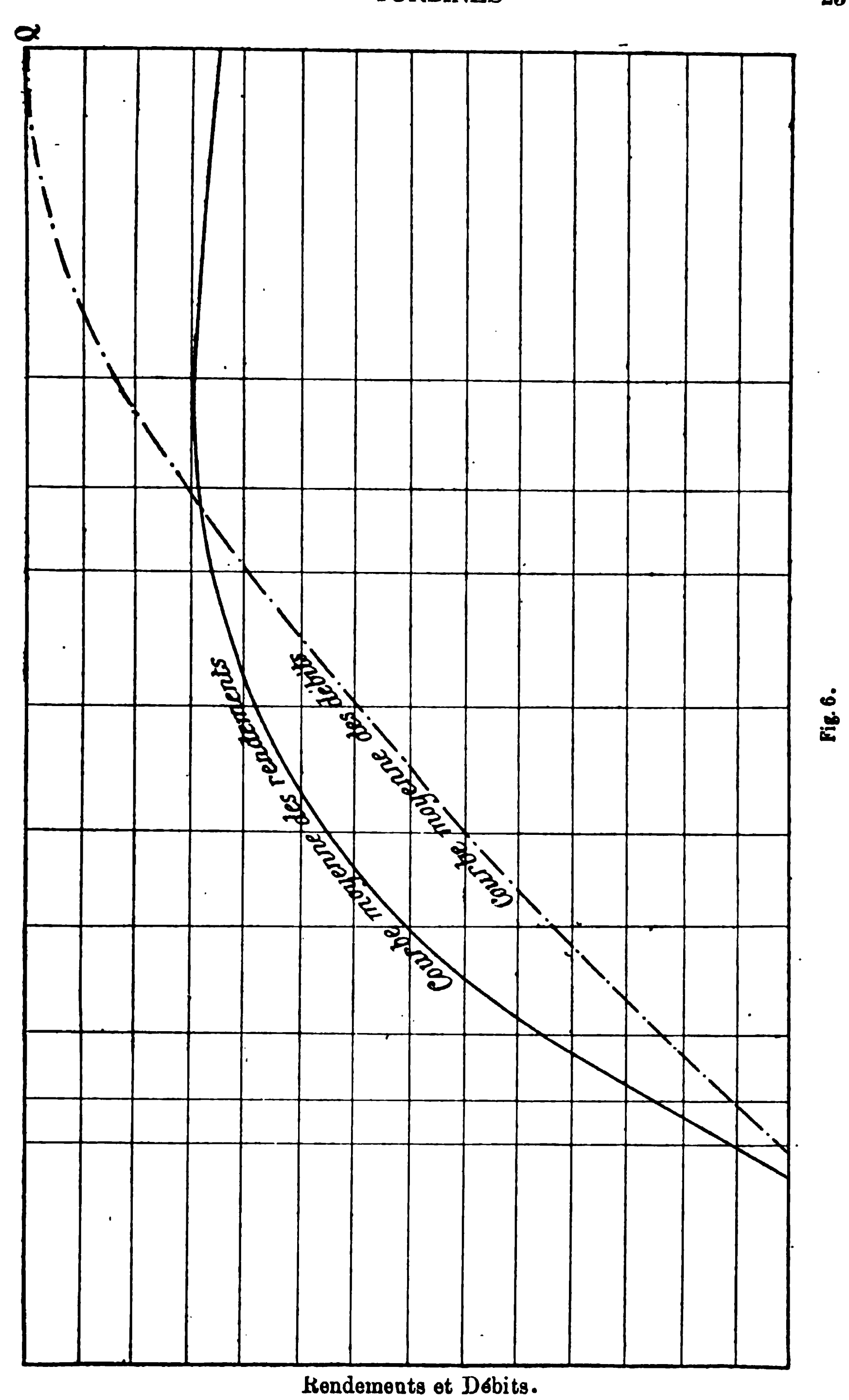

Q
Courbe moyenne des rendements
Courbe moyenne des débits
Rendements et Débits.

Fig. 6.

Fourneyron. Il n'y a pas de raison pour que son emploi ne présente avec elles les mêmes inconvénients que nous venons de signaler et que leur rendement ne diminue dans les mêmes proportions. Du reste, le diagramme figure 6, qui nous a été communiqué par un de nos meilleurs constructeurs francais, et qui a été établi à la suite d'essais répétés sur des turbines américaines bien construites, montrera à nos lecteurs comment varie le rendement à mesure que diminue le débit.

Il ne faut pas du reste confondre, dans le cas qui nous occupe, demi-débit et demi-admission. Le demi-débit est égal à la moitié du volume d'eau débité normalement par la turbine ; la demi-admission est la position de la vanne correspondant au milieu de sa levée totale.

Le débit correspondant à cette position n'est pas égal à la moitié du débit normal, à cause de la contraction qui résulte du rétrécissement de la section de passage de l'eau.

Certains constructeurs étrangers, peu nombreux, nous le reconnaissons, ont adroitement confondu les deux expressions et sont parvenus ainsi à attribuer à leurs moteurs fonctionnant à demi-admission le rendement correspondant au demi-débit.

Nous tenons à dénoncer ces procédés peu scrupuleux, dont ne sont pas dupes les hydrauliciens de profession, mais qui réussissent trop souvent auprès des industriels n'ayant que des connaissances insuffisantes en hydraulique.

Une disposition assez communément employée en Amérique pour régler la dépense des turbines centripètes consiste à replier l'une sur l'autre les aubes de la couronne directrice au moyen d'un mécanisme qui les manœuvre toutes à la fois.

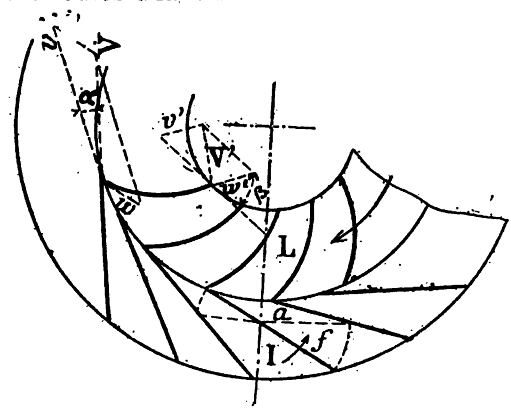


Fig. 7

A cet effet, chaque aube est formée de deux parties dont la plus rapprochée de la couronne mobile est fixe (fig. 7), tandis que l'autre est

articulée au point *a* au moyen d'une charnière qui lui permet de se fermer, dans le sens de la flèche, lorsqu'elle y est sollicitée par un dispositif de manœuvre variant suivant les constructions.

Dans certains modèles, l'aube tout entière pivote autour du point *a* et peut venir obstruer le passage entre les deux aubes voisines qui sont fixes. Dans ce cas, lorsque la turbine est complètement fermée, chacune des aubes mobiles occupe la position figurée en pointillé.

Ce mode de réglage du débit des turbines centripètes exige une exécution et un montage irréprochables; il présente en outre le grave inconvénient d'augmenter considérablement la contraction des veines liquides, à l'entrée de la couronne directrice, lorsque les aubages mobiles en sont partiellement fermés et d'augmenter en même temps les pertes de charge dues au frottement sur les aubes fixes, par suite de la diminution de la section par rapport au périmètre mouillé.

On peut remédier aux inconvénients qu'occasionne l'emploi du vannage cylindrique de Fourneyron en divisant la couronne mobile, dans sa hauteur, au moyen de cloisons horizontales (*Hydraulique appliquée*. Fig. 107, p. 253).

Un essai a été fait, dans cet ordre d'idées, sur les aubages directeurs de quelques turbines mixtes, dont la surface intérieure a été munie, ainsi que nous le verrons par la suite (turbines Hercule-Progrès, etc......) de petites nervures étagées qui, si elles ne remplacent pas complètement les cloisons préconisées par Fourneyron, permettent cependant un certain guidage de la veine liquide à son entrée dans la couronne mobile.

Lorsque la turbine centripète n'est pas noyée ou bien si elle est munie de l'appareil hydropneumatique de Girard, on peut lui appliquer les types de vannages donnés figures 108, 109 et 110 (*Hydraulique appliquée*, pages 254 et 256).

En ce qui regarde la disposition consistant à régler le débit par le déplacement simultané de toutes les aubes de la couronne directrice, nous estimons qu'il est de beaucoup préférable et avantageux de n'agir que sur une partie des aubes ouvertes que l'on ferme alors entièrement.

En prenant le soin d'opérer cette fermeture toujours suivant les extrémités opposées d'un même diamètre, on assure une répartition égale des efforts moteurs autour de l'axe de la turbine.

Nous avons adapté ce système de vannage à notre type de turbine mixte, que nous examinerons ultérieurement, et nous n'avons à lui reprocher que d'exiger une construction soignée.

Hydropneumatisation et jonvalisation des turbines centripètes.

Nous avons déjà parlé de l'*hydropneumatisation* à propos des turbines centrifuges (*Hydraulique appliquée*); nous ne nous y arrèterons donc ici que sommairement.

Nous savons que l'*hydropneumatisation* est un artifice, dû à Girard, (brevet de 1849) et qui consiste à placer la turbine sous une cloche K (fig. 8) dans laquelle on refoule, au moyen d'une pompe actionnée

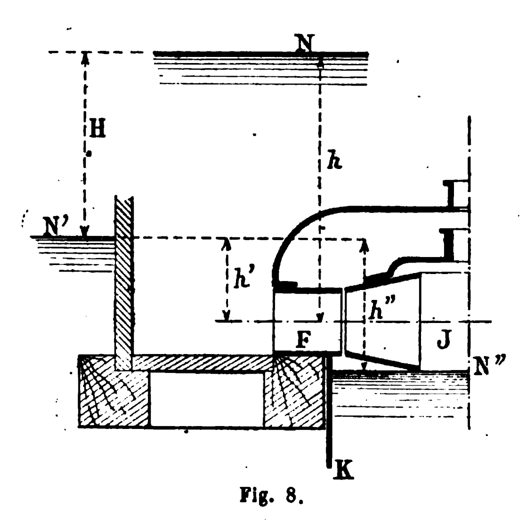


Fig. 8.

par la turbine elle-même, de l'air à une pression suffisante pour que le niveau d'aval N', dans lequel serait immergée la turbine, soit abaissé sous la cloche en N", afin que la turbine tourne dans l'air et non dans l'eau.

Pour apprécier l'effet de ce dispositif sur la marche du moteur, remarquons que l'air refoulé sous la cloche est à une pression supérieure à la pression atmosphérique d'une quantité représentée par la colonne d'eau ayant pour hauteur h''.

En nous reportant à la condition :

$$\frac{p_o}{\delta} = \frac{p_a}{\delta} + h'$$

qui doit être réalisée pour qu'il n'y ait ni rejaillissement d'eau, ni aspiration d'air par le jeu existant entre les deux couronnes, nous voyons que, dans le cas présent, il faut que l'on ait :

$$\frac{p_o}{\delta} = \frac{p_a}{\delta} + h''$$

Il en résulte que l'équation (1) devient :

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{p_o}{\delta} + h - \frac{p_a}{\delta} - h''$$

et comme

$$h = H + h'$$

$$\frac{V^2}{2g} = H - (h'' - h')$$

d'où :

$$V = \sqrt{2g\,[H - (h'' - h')]} \qquad (41)$$

On voit que la charge génératrice qui, primitivement était H, devient $H - (h'' - h')$; elle est donc réduite de la quantité $h'' - h'$, de même que la chute sous laquelle la turbine fonctionne.

On réduit donc ainsi le débit maximum que la turbine est susceptible de fournir, avec son vannage totalement ouvert, en même temps qu'on crée une perte du chute.

Les résultats obtenus sont les mêmes que ceux que l'on obtiendrait en remontant les deux couronnes de façon à les placer, par rapport au niveau N', dans la position qu'elles occupent par rapport au niveau N".

Il a été démontré dans la théorie des turbines *parallèles*, que dans cette classe de turbines, l'hydropneumatisation ne produisait aucune réduction de chute.

Si dans l'expression (41) on fait :

$$H = h'' - h'$$

c'est-à-dire si la hauteur de la chute n'était que la moitié de la hauteur de la couronne mobile, on aurait :

$$V = 0$$

et, par suite, le débit de la turbine serait nul.

C'est là la limite théorique de l'emploi de l'air comprimé pour dénoyer artificiellement la turbine centripète à axe vertical.

On peut appliquer aux turbines centripètes la disposition imaginée par Jonval et qui permet d'établir la turbine en un point quelconque de la chute, entre les niveaux d'amont et d'aval.

La figure 9 indique schématiquement cette disposition dont il a déjà été question lors de l'étude des turbines parallèles (*Hydraulique appliquée*, page 302).

Le canal d'amenée débouche dans une chambre d'eau sur le fond de laquelle est établie la couronne directrice F; cette couronne est reliée à un tube en fonte T, à section circulaire, qui se recourbe horizontalement pour déboucher dans le bief d'aval par son ouverture O.

La couronne mobile J est calée sur un arbre vertical tournant dans une crapaudine supportée par la traverse *t*, laquelle est fixée à l'intérieur du tuyau T.

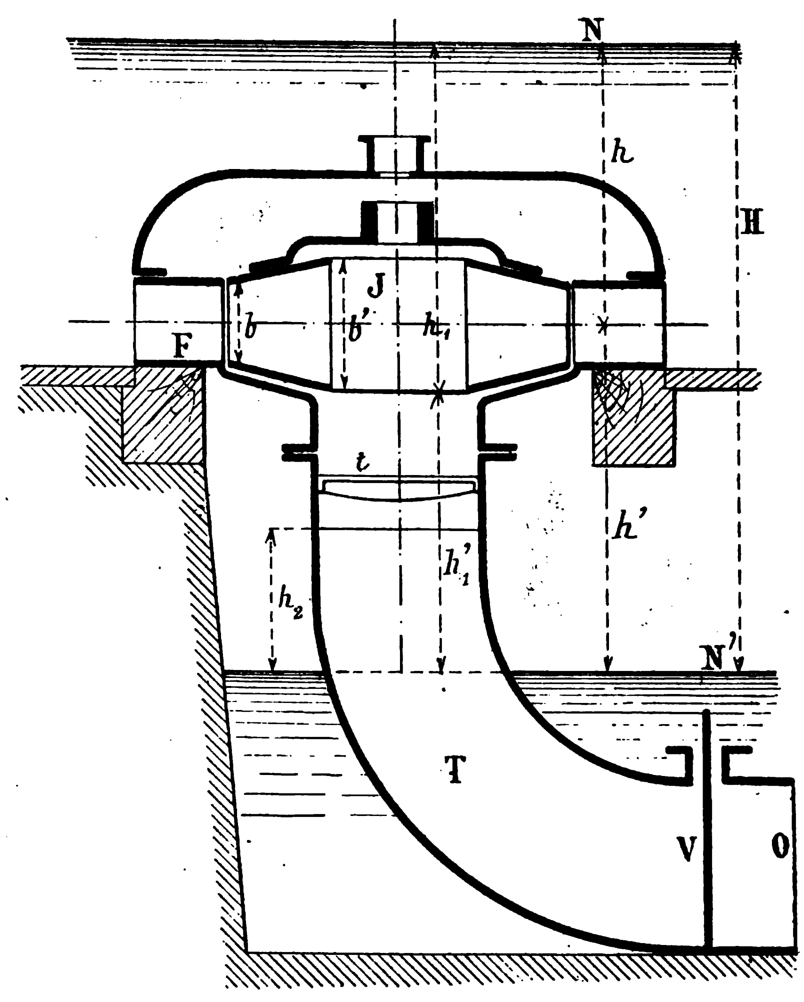


Fig. 9.

Une vanne ou un papillon V, placé vers la sortie du tuyau, permet d'arrêter la turbine et sert à régler son débit, lorsque le volume d'eau motrice est variable.

Le tuyau T est généralement pourvu d'un trou d'homme qui permet l'accès facile du pivot lorsque la turbine est arrêtée.

La disposition de Jonval n'entraine aucune perte de chute (nous l'avons démontré à propos des turbines parallèles) tout en permettant

de disposer les moteurs à une hauteur convenable pour que la commande, la surveillance et l'entretien soient rendus faciles.

Les conditions nécessaires pour que la turbine jonvalisée utilise toute la chute sur laquelle elle est établie, sont les suivantes :

1° Il faut que le niveau N' d'aval ne descende jamais plus bas que le bord supérieur de l'orifice O du tuyau ; autrement, la pression atmosphérique ne soutenant plus la colonne d'eau h', cette dernière serait rompue et la surface de l'eau, dans le tuyau T, s'établirait à la hauteur du niveau N'. On perdrait ainsi toute la chute h'_1 et la turbine n'utiliserait plus que la chute :

$$h + \frac{b'}{2} = h_1$$

2° Il est nécessaire que la pression à la sortie des aubes mobiles :

$$p_1 = p_a - \delta h'$$

soit telle que l'air dissous dans l'eau ne puisse s'en dégager sous cette pression qui est inférieure à la pression atmosphérique.

Le dégagement de l'air aurait pour effet de rompre la colonne d'eau h' et il pourrait en résulter une perte de chute.

Cette perte est nulle ou à peu près si la rupture se produit juste au niveau de la face inférieure de la couronne mobile.

Au contraire, elle est égale à :

$$h' - h_2$$

Si la rupture se produit dans le tuyau a une hauteur h_2, au-dessus du niveau d'aval, telle que :

$$h_2 < h'$$

3° La relation :

$$\frac{p_a}{\delta} = h'$$

donne la limite théorique de la hauteur à laquelle la turbine jonvalisée peut être placée au-dessus du niveau d'aval.

Méthode générale de calcul des dimensions principales d'une turbine centripète

Il faut déterminer tout d'abord le rayon intérieur r' de la couronne mobile, puisque toute l'eau dépensée par la turbine doit s'écouler verticalement par le cylindre intérieur de rayon r', formé par la couronne mobile.

En vue de cette détermination, il y a lieu de remarquer que la

vitesse absolue V', avec laquelle l'eau abandonne la turbine, a une direction horizontale, tandis que cette eau doit prendre une direction verticale pour sortir du cylindre intérieur de la couronne mobile.

Cette vitesse V' détermine des tourbillonnements dans l'eau et une pression correspondante à la vitesse verticale dont l'eau doit être animée pour s'écouler dans le bief d'aval, par la section circulaire de rayon r'.

Désignons par u la vitesse de l'eau dans cette section.

Il convient, pour ne pas diminuer le rendement de façon trop sensible, que u soit pris égal à $\frac{1}{7}$ ou à $\frac{1}{5}$, au plus, de la vitesse due à la chute sous laquelle la turbine doit fonctionner, c'est-à-dire que :

$$u = \frac{1}{7} \text{ à } \frac{1}{5}\sqrt{2g\,H} \qquad (42)$$

On connait Q et H ; en se donnant u, on en déduit r pour la relation :

$$Q = u \times \pi r'^2,$$

laquelle fournit :

$$r' = \sqrt{\frac{Q}{\pi u}}$$

On prendra :

$$u = \frac{1}{7}\sqrt{2g\,H}$$

pour les hautes chutes

et

$$u = \frac{1}{5}\sqrt{2g\,H}$$

pour les basses chutes.

Quant à r, nous avons dit précédemment que sa valeur devait être prise de 1,5 r' à 2 r'.

Le rapport $\frac{r_o}{r}$ doit être compris entre 1,15 et 1,25 ; il doit être en tout cas suffisant pour que les aubes fixes ne présentent pas de courbure trop brusque.

Connaissant r, l'équation (15) dans laquelle on aura remplacé V par sa valeur (29), deviendra :

$$Q = m\text{K} \times 2\pi r \sin\alpha \times b\sqrt{2g\,H} \qquad (43)$$

Le coefficient m, qui ne tient compte que de la contraction des veines liquides à leur entrée dans les canaux formés par les aubes de la couronne directrice, a une valeur qui varie de 0,85 à 0,95, suivant la ma-

tière dont sont constituées les aubes et le poli plus ou moins parfait de leurs surfaces.

Les aubes de la couronne directrice sont le plus souvent venues de fonte avec les deux plateaux qui les maintiennent. Dans le cas, assez peu fréquent, des turbines de grand diamètre, il est plus économique de ne faire venir de fonderie qu'un nombre de cloisons suffisant pour relier les deux plateaux ; on les répartit également sur tout le pourtour, et les aubages intermédiaires sont rapportés.

Les couronnes mobile et directrice se font en fonte ou en bronze. Le bronze est employé de préférence dans les moteurs de petit diamètre, il est, du reste, susceptible de recevoir un plus beau poli que la fonte et, de ce fait, son emploi permet de donner à m une valeur se rapprochant de 0,95.

L'emploi du bronze est du reste indispensable si l'eau est très calcaire ou susceptible d'attaquer la fonte (eau salée, eau acide).

Quant aux aubes rapportées, elles se font en tôle de fer ou d'acier, en cuivre rouge ou en laiton, selon la nature des eaux.

L'épaisseur des aubes venues de fonte varie de 5 à 10 millimètres ; elle peut être réduite à 2 ou 3 millimètres pour les aubes rapportées. Nous avons dit que, dans l'équation (43), le coefficient K tient compte de la place occupée par les aubes; connaissant le nombre n et l'épaisseur ε de celles-ci, il est plus simple, en pratique, de remplacer dans (43) le produit

$$K \times 2\pi r \sin \alpha$$

par

$$(2\pi r \sin \alpha - n\varepsilon)$$

on a alors :

$$Q = m\ (2\pi r \sin \alpha - n\varepsilon)\ b \sqrt{2g\text{H}} \qquad (43\ bis)$$

Connaissant les valeurs de r, Q et H, on déduit de l'équation (43) la valeur de b.

Girard avait fixé qu'en pratique la valeur de b devait être comprise entre 0,05 et 0,10 r.

Nous aurons occasion de montrer ultérieurement que cette règle, si elle pouvait s'appliquer utilement aux turbines parallèles, n'était d'aucune utilité pour les turbines centripètes.

La valeur de b, tirée de l'équation (43) dépend de celle de l'angle α, dont la valeur varie elle-même, suivant que la turbine est à petite ou à grande vitesse.

Il convient donc de se fixer tout d'abord le type de la turbine. On prendra celle à petite vitesse si l'on a en vue l'obtention du rendement

le plus élevé, et celle à grande vitesse, dont les dimensions sont moindres pour la même chute et le même débit, si l'on a en vue l'économie dans les frais d'installation.

Les dimensions principales de la couronne directrice étant déterminées, d'après la valeur adoptée pour l'angle α, on peut déterminer la vitesse v d'un point de la circonférence extérieure de la couronne mobile.

Si n est le nombre de tours par minute, on aura :

$$n = \frac{60\,v}{2\pi r}$$

mais comme :

$$v = \frac{2 \cos \alpha}{V}$$

on en déduit :

$$n = \frac{60\ V}{4\pi r \cos \alpha} \qquad (44)$$

Nous connaissons d'autre part la valeur de $V = \sqrt{2gH}$; il est donc facile de déterminer la valeur de n et celle de v.

Tracé des aubes

Le tracé des aubes de la couronne directrice se fait de la façon suivante : on porte sur la circonférence intérieure de rayon r, le pas des aubes fixes, lequel a pour valeur, N étant le nombre des aubes :

$$\frac{2\pi r}{N}$$

Par les points de division ainsi obtenus, on mène des droites faisant avec la tangente à la circonférence au point considéré, un angle égal à l'angle α, variable selon que la turbine est à grande ou petite vitesse.

Si a est l'un des points de division, la ligne $a\,b$ est celle considérée, faisant avec la tangente Tg en A, l'angle α.

On porte sur cette ligne une longueur $a\,b = r'$, on tire O b et sur le milieu d, on élève une perpendiculaire qui vient couper celle élevée en a, sur $a\,b$, au point c.

c est le centre d'un arc de cercle tangent en a à $a\,b$ et coupant normalement, en e, la circonférence du rayon r'.

En effet, les deux triangles $c\,e$ O et $a\,b\,c$ sont égaux comme ayant les trois côtés égaux chacun à chacun ; il en résulte :

$$\widehat{c\,e\,O} = \widehat{c\,a\,b} = 90^\circ$$

puisque $c\,e$ O est droit par construction.

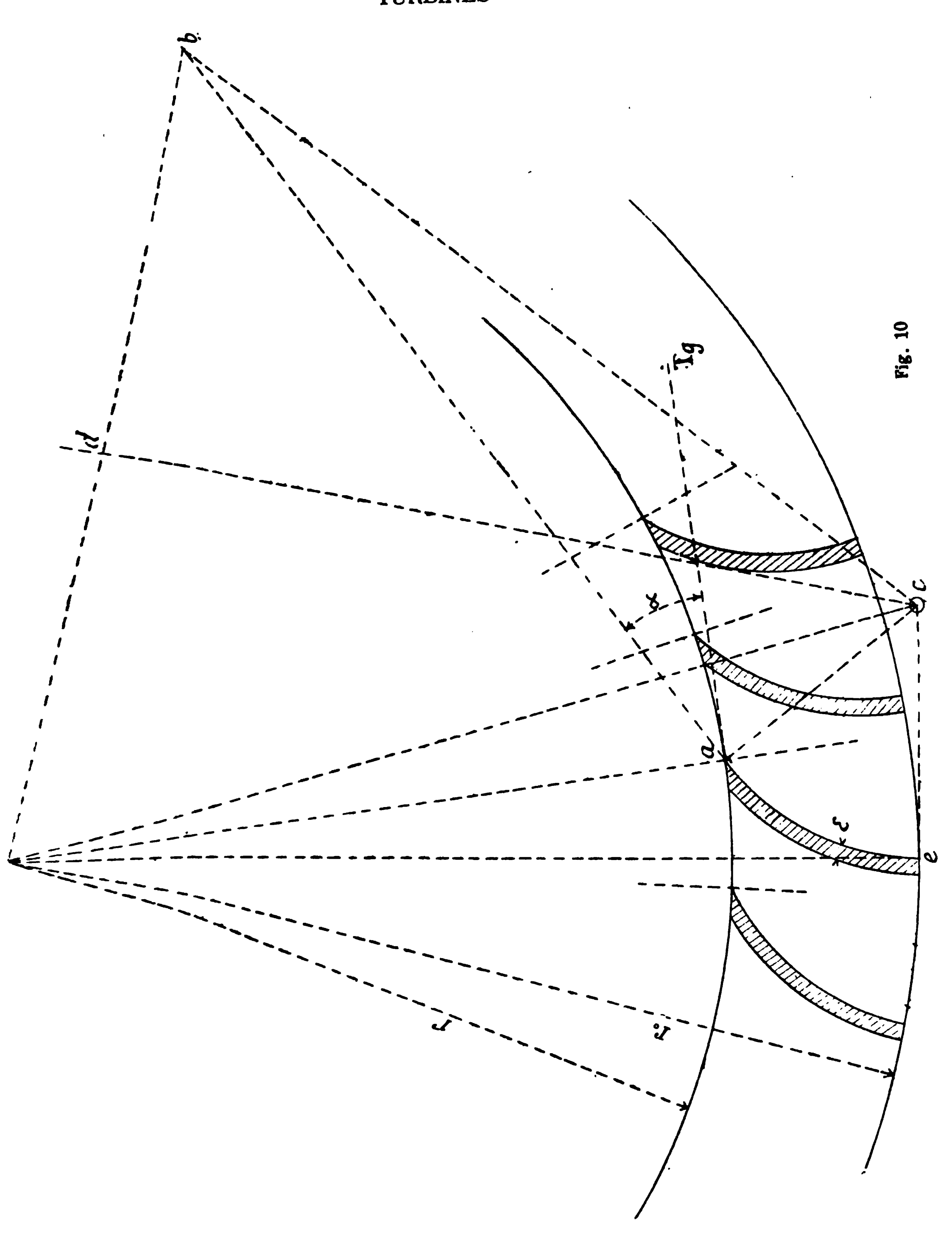


Fig. 10

En traçant du même point c comme centre, avec

$$ca + \varepsilon$$

pour rayon (ε étant l'épaisseur des directrices) on obtient le deuxième arc de cercle limitant l'épaisseur de l'aubage.

Il est facile de se rendre compte que, par cette construction, le dernier élément de l'aube a seul la direction de V.

Si, pour mieux diriger la veine liquide à sa sortie des directrices, on veut les terminer par une partie rectiligne assurant bien la direction que doit avoir V, on emploie alors la construction suivante (fig. 11).

Par les points de division a, on mène les lignes faisant avec les tangentes à la circonférence l'angle α, puis, à une distance égale à l'épaisseur ε des aubes, on trace d'autres droites parallèles aux premières : on constitue ainsi la partie rectiligne qui doit terminer chaque aube pour assurer aux veines d'eau la direction qu'on veut lui donner.

Cela fait, par le point a on mène une perpendiculaire $a\,c$ sur la partie rectiligne de l'aube suivante. C'est sur cette perpendiculaire que l'on prend le centre c de l'arc $e'\,e$ qui doit couper normalement la circonférence extérieure de rayon r'.

Tracé des aubes mobiles

En ce qui concerne la couronne mobile, on connaît son rayon intérieur r' et sa hauteur b qui est, en théorie, égale à celle de la couronne directrice ; en pratique, on la prend égale à :

$$b + 0^{m},005$$

afin de parer aux petites irrégularités d'exécution et de montage et pour que, dans aucun cas, les veines d'eau sortant de la couronne directrice ne viennent frapper contre l'une des joues de la couronne mobile ; mais, dans les calculs, on suppose toujours que ces deux hauteurs sont égales.

Pour déterminer la hauteur b' de la couronne mobile à la sortie, il faut appliquer l'équation (43) mais en la transformant par l'introduction de l'espace occupé par les aubes.

Si N' est leur nombre et ε leur épaisseur, on a :

$$Q = m'\,(2\pi r' \sin\beta - N'\,E')\,b'\,w' \qquad (45)$$

On doit toujours avoir :

$$N' < N$$

afin qu'aucun corps étranger introduit dans les aubes de la couronne directrice ne puisse être arrêté dans la couronne mobile.

Le coefficient m' doit toujours être pris inférieur à l'unité à cause du frottement de l'eau contre les aubes, lequel a pour effet de diminuer w' par rapport à ce que la théorie indique.

Pour un premier calcul, on peut prendre :

$$m' = 0{,}95$$

une fois l'aubage tracé, il est facile de déterminer la réduction apportée à w' par le frottement, en calculant la perte de charge comme il l'a été indiqué à propos des frottements de l'eau dans les tuyaux de conduite. (*Hydraulique appliquée*, page 75.)

Il faut enfin s'assurer que la condition :

$$b' \sin \beta > b \sin 2\alpha$$

est satisfaite, pour que l'on ait :

$$\frac{p_n}{\delta} = \frac{p_a}{\delta} + h'$$

c'est-à-dire ni perte, ni rentrée d'eau par le jeu existant entre les deux couronnes.

Les dimensions fondamentales de la couronne mobile étant déterminées, pour tracer la forme à donner aux aubes de cette couronne, il faut à partir du point a (fig. 11) diviser la circonférence extérieure de la couronne mobile (qui est la circonférence intérieure de la couronne directrice, le jeu entre les deux couronnes étant, en théorie, supposé nul) en autant de parties égales que la couronne doit comporter d'aubes, puis tirer les rayons correspondants qui viennent couper la circonférence de rayon r' aux points m, m'.

En raison du rapport adopté entre V et v, on construit, au point a, par exemple, le parallélogramme des vitesses qui donne la direction de la vitesse relative w à laquelle doit être tangent le premier élément de l'aube mobile.

Pour que les aubes se *chevauchent* il faut que l'aube partant de a aboutisse en m ou en un point situé à gauche de m, mais non à droite.

En prenant, ainsi qu'il est indiqué figure 11, le point n pour extrémité de l'aube sur la circonférence intérieure de rayon r, on fait passer par ce point une droite faisant avec la tangente T'g en n', l'angle β que l'on a adopté et figurant la direction de w' ; on mène à cette droite, à la distance ε' représentant l'épaisseur de l'aube, une parallèle que l'on

Fig. 11.

raccorde à la direction de w par un arc de cercle de centre o' qui donne la face convexe de l'aube.

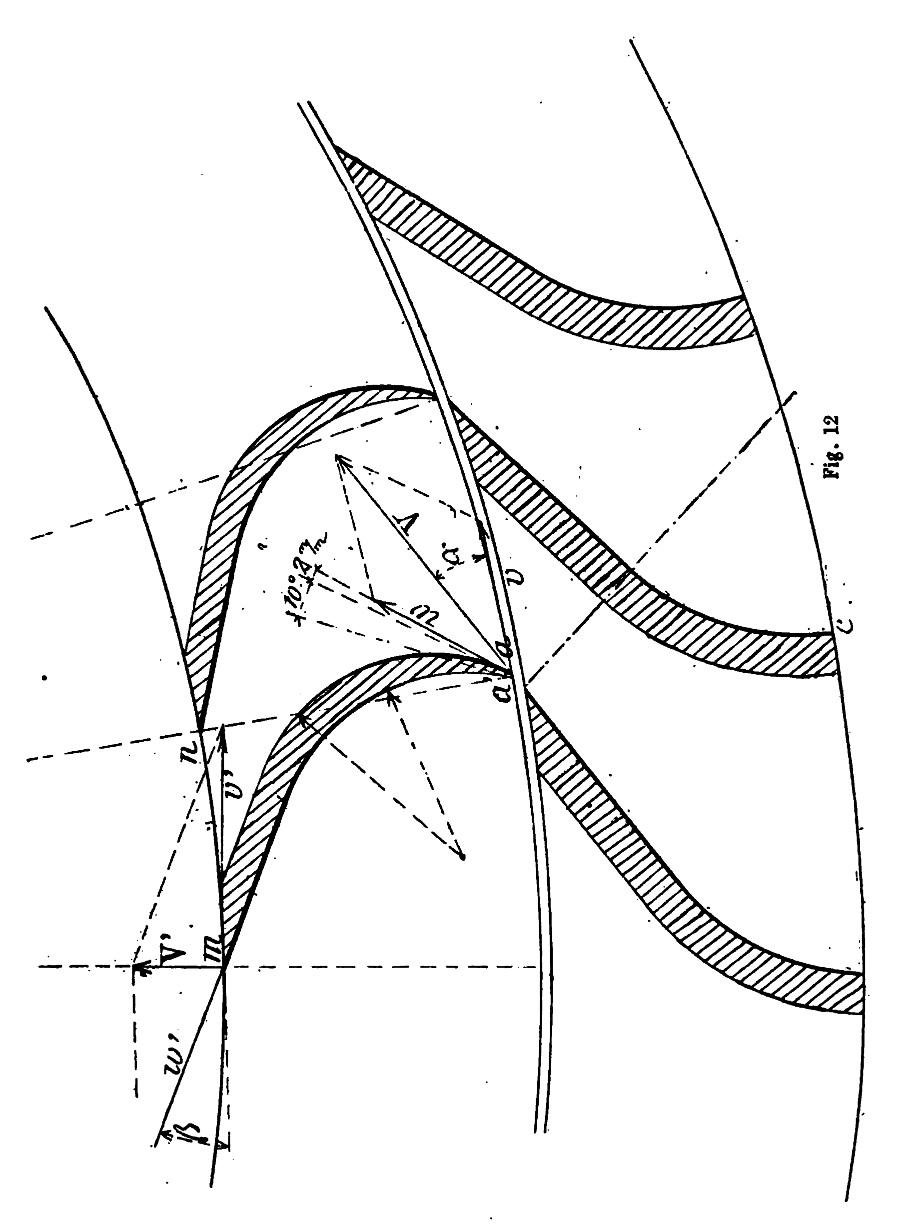


Fig. 12

Théoriquement, la face concave devrait être tangente en a à la direction de w, mais l'aube présenterait ainsi à son origine une partie très aiguë qu'il serait impossible de faire venir à la fonte ; en pratique, on

mène à la direction de w une parallèle distante de $\varepsilon'' = 2$ à 3 millimètres, puis on fait en a_1, avec cette droite, un angle de 10°.

L'arc formant la face concave de l'aube doit se raccorder avec le côté extérieur de l'angle et la direction de w'; o'' est le centre de cet arc.

Ainsi que nous l'avons fait remarquer à propos du tracé des directrices, il est bon que les aubes se terminent par une partie rectiligne assurant bien la direction que doit avoir la vitesse de sortie w'. Pour que le tracé réalise cette condition, il faut que la longueur mn soit au moins égale à la distance normale qui sépare deux aubes consécutives à la sortie de l'eau; cette distance est exprimée par :

$$\frac{2\pi r' \sin \beta}{N'} - \varepsilon'.$$

La figure 12 représente un tracé d'aubages directeurs et mobiles exécuté par L. Vigreux, satisfaisant à la condition ci-dessus énoncée.

Le parallélogramme des vitesses à la sortie se construit au point n et permet d'obtenir V' en grandeur et en direction.

Il est bien entendu que ces tracés d'aubages doivent toujours être dessinés grandeur d'exécution.

Turbine centripète montée sur un arbre horizontal.

La turbine centripète peut être montée sur un arbre horizontal. C'est là une disposition fréquemment employée en Amérique et dont le principe est indiqué figures 13 et 14.

L'eau arrive du bief d'amont par un tuyau boulonné sur la tubulure, d'entrée A d'une enveloppe, généralement en spirale, qui entoure la couronne directrice B. La section de cette enveloppe va en décroissant, à partir de son origine, en raison inverse du volume qu'elle doit fournir à la couronne directrice, en outre, elle est le plus souvent construite de telle sorte que tous les filets liquides conservent la vitesse qu'ils possèdent dans le tuyau d'arrivée et qu'ils coupent tous, sous le même angle, la circonférence extérieure de la couronne fixe ou directrice B; cet angle est d'ailleurs le même que celui que fait, avec la circonférence extérieure, le premier élément de chacune des aubes de la couronne fixe.

Lorsque la couronne mobile atteint une assez grande largeur, ses aubes sont fondues avec un plateau C qui la divise en deux parties

symétriques, ce plateau est calé sur un arbre horizontal qui traverse deux presse-étoupes fondus avec les deux tuyaux coudés D. En sortant de chacune des moitiés symétriques de la couronne mobile, l'eau s'écoule dans le bief d'aval par les tuyaux D.

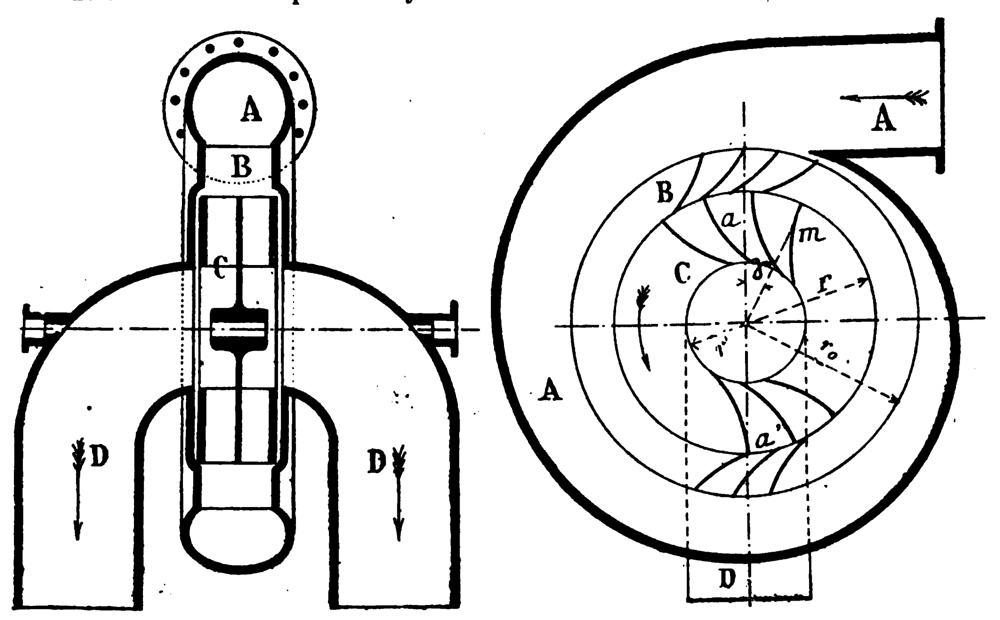


Fig. 13 et 14.

La théorie de ces turbines est la même que celle des turbines centripètes à axe vertical; toutefois, l'équation concernant le mouvement relatif de l'eau dans la couronne mobile et donnant la valeur de w' en fonction de w doit être modifiée dans certains cas.

En admettant que l'on satisfasse à la condition :

$$\frac{p_o}{\delta} = \frac{p_a}{\delta} + h'$$

la valeur de w', pour la turbine centripète à axe vertical, est donnée par l'équation (11), qui se réduit à :

$$w'^2 = w^2 + v'^2 - v^2 \qquad (46)$$

Si l'on considère deux aubes a et a' de la couronne mobile placées aux extrémités d'un même diamètre, et si l'on pose :

$$r - r' = h''$$

il faut faire intervenir, dans l'équation (46), l'accélération due à la pesanteur.

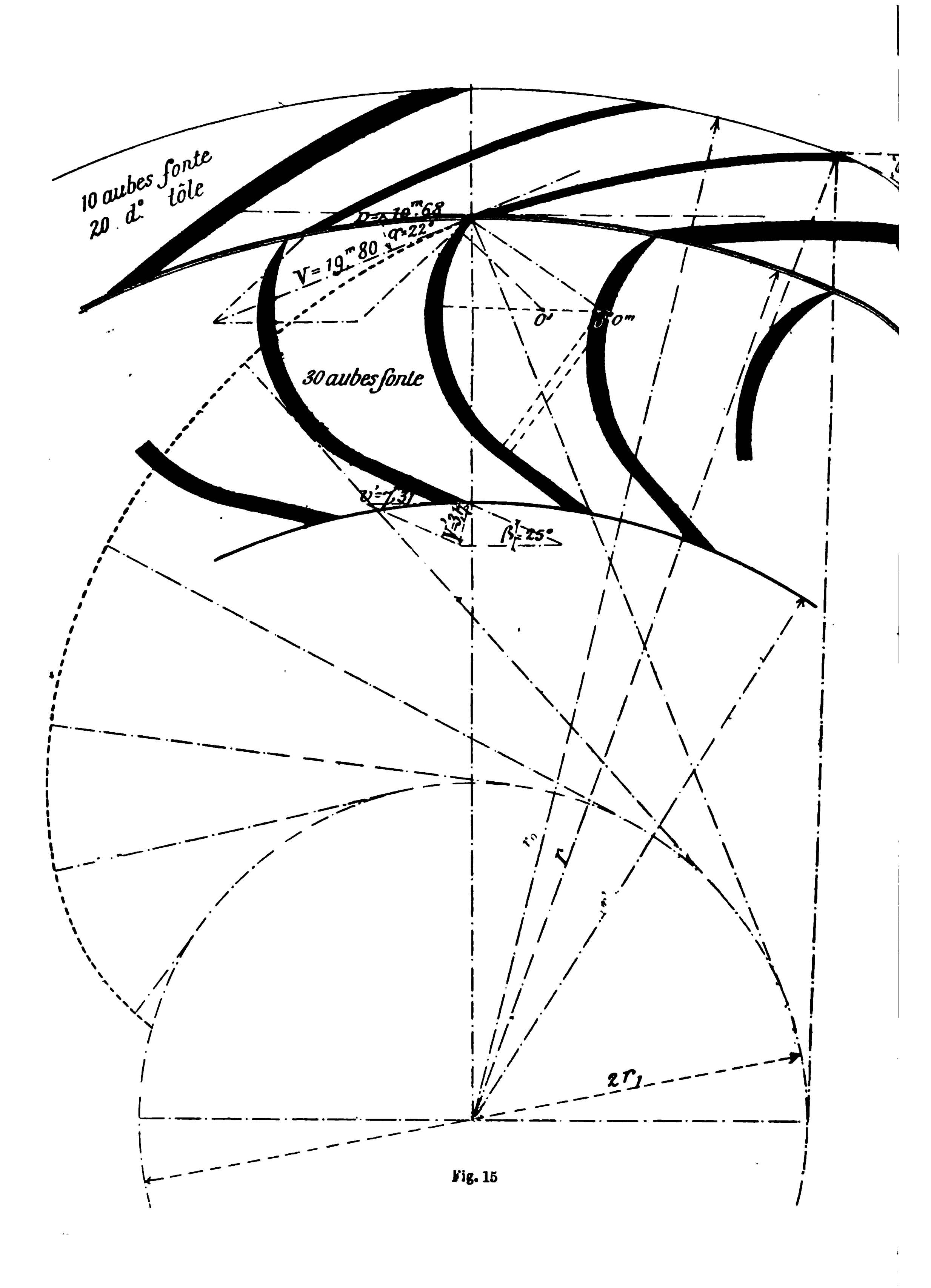


Fig. 15

Pour l'aube *a*, cette accélération est positive, puisque l'eau *tombe* de la hauteur *h*", tandis qu'elle est négative pour l'aube *a'*, puisque l'eau *remonte* de la hauteur *h*", on a donc :

$$w'^2 = w^2 + v'^2 - v^2 \pm 2gh''$$

Mais il y a lieu de remarquer que l'on n'a :

$$r - r' = h''$$

que pour les aubes situées aux extrémités d'un diamètre vertical. Si l'on considère le milieu *m* d'une aube quelconque et si l'on désigne par γ l'angle que fait, avec la verticale, le rayon aboutissant à ce point, nous aurons, pour cette aube :

$$h'' = (r - r') \cos \gamma$$

de sorte que l'équation (46) doit être écrite d'une façon générale :

$$w'^2 = w^2 + v'^2 - v^2 \pm 2g\,(r - r') \cos \gamma \qquad (47)$$

Le signe + du terme en $(r - r')$ s'applique à toute la moitié de la couronne mobile située au-dessus du diamètre horizontal et le signe — à toute l'autre moitié. Il faut remarquer aussi que dans l'équation (47) on a :

$$v' < v$$

Dans l'équation correspondante de la turbine centrifuge (*Hydraulique appliquée*, 335) on a :

$$v' > v$$

C'est ce qui distingue la turbine centripète de la turbine centrifuge. Lorsque, ainsi qu'il est indiqué figures 13 et 14, la turbine centripète à axe horizontal reçoit l'eau sur tout son pourtour, la somme des termes :

$$\pm\, 2g\,(r - r') \cos \gamma$$

est nulle puisque les termes positifs et les termes négatifs sont en même nombre et égaux deux à deux. L'équation (47) se réduit alors à (46).

Cette expression (46) n'a donc d'application que dans le cas où la turbine centripète à axe horizontal ne reçoit l'eau que sur une portion $\frac{1}{\chi}$ de sa circonférence.

Lorsque le niveau d'aval est plus bas que l'ouverture inférieure des tuyaux D ou qu'il affleure cette ouverture, on perd une chute égale à la distance verticale qui sépare ce niveau du centre de la turbine. Cette perte peut être évitée en appliquant à la turbine le dispositif de Jonval dont nous avons parlé précédemment.

Tracé de l'enveloppe et de la couronne directrice. — Nous avons dit que l'enveloppe pouvait être tracée dans deux ordres d'idées différents (page 40) :

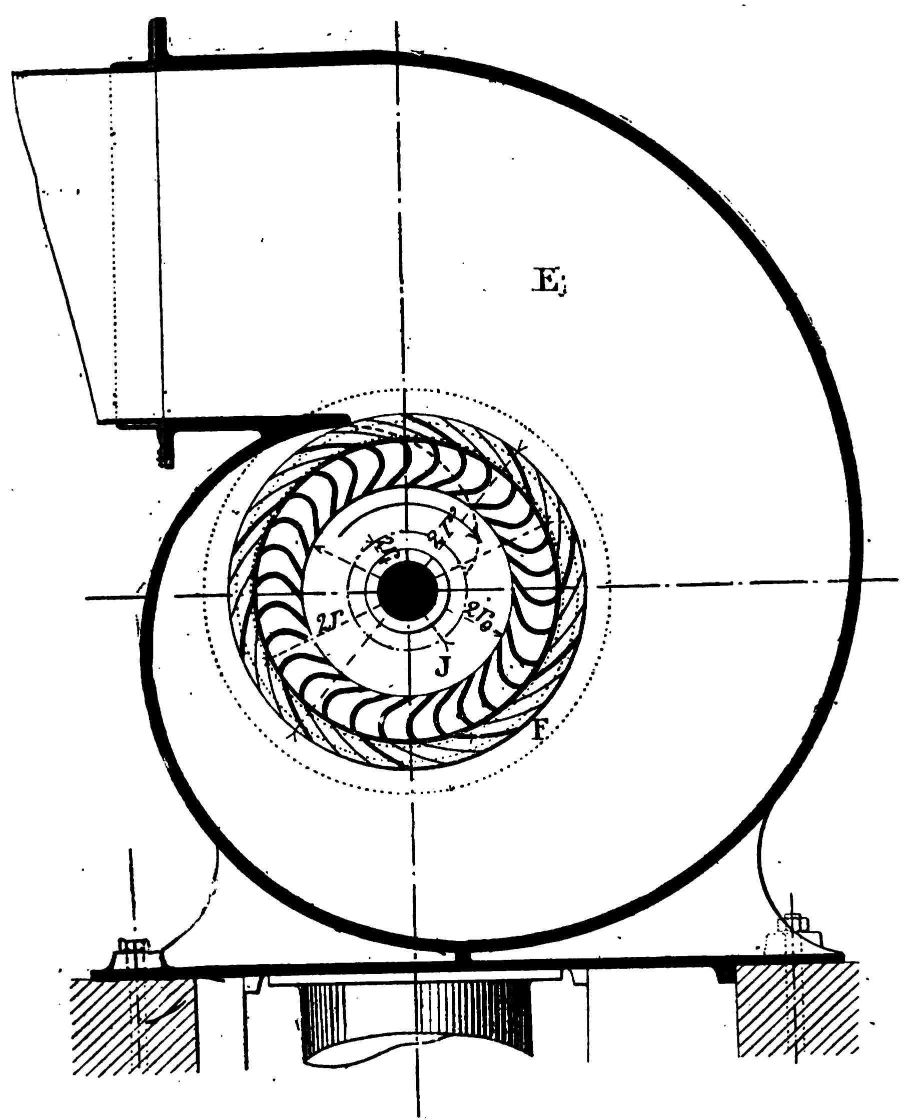


Fig. 16. — Turbine centripète à enveloppe en développante (L. Vigreux).

1° De façon que la section de passage de l'eau aille en décroissant, à partir de son origine, en raison inverse du volume qu'elle doit fournir à la couronne directrice, c'est-à-dire que la vitesse v de l'eau soit constante pour toutes les sections de l'enveloppe.

Dans ce cas, si :

l est la largeur moyenne constante de l'enveloppe,

r_0 le rayon extérieur de la couronne directrice,

v la vitesse constante dans l'enveloppe,

ρ le rayon vecteur correspondant à une section droite quelconque de l'enveloppe.

Si q est le débit dans la section $\rho - r_0$
ce débit sera : $q + dq$ dans la section $(\rho + d\rho) - r_0$.

Si théoriquement la vitesse dans l'enveloppe est constante, on doit avoir :

$$q = (\rho - r_0)\, l v$$

d'où, en retranchant : $$\frac{q + dq = (\rho + d\rho - r_0)\, l v}{dq = d\rho\, l v}$$

Or, dq, augmentation du débit, est proportionnel à l'augmentation de la surface de l'orifice distributeur de l'eau ; on a donc :

$$dq = k d\omega$$

ω désignant l'angle au centre correspondant à une ouverture donnée d'orifice, d'où :

$$k d\omega = d\rho l v$$

et

$$d\rho = \frac{k}{lv}\, d\omega$$

C'est là l'équation différentielle de spirale d'Archimède.

Déterminons la valeur de ρ en fonction de r_0 et ω.

La valeur de ρ est exprimée par

$$\rho = \frac{k}{lv}\,\omega + \mathrm{A}$$

A = constante

pour

$$\omega = 0,$$

on a :

$$\rho = r_0$$

donc,

$$\mathrm{A} = r_0$$

et

$$\rho = \frac{k}{lv}\,\omega + r_0$$

Le débit q a pour expression :

$$q = k\omega + \mathrm{B}$$

B = constante

pour

$$\omega = 0, \quad q = 0$$

et

$$B = 0$$

Or, pour

$$\omega = 2\pi,$$

on a

$$Q = 2\pi r_0 l v$$

ou, en tenant compte de l'épaisseur ε de N aubes,

$$Q = (2\pi r_0 - N\varepsilon)\, l v = k \times 2\pi$$

d'où

$$k = \frac{(2\pi r_0 - N\varepsilon)\, l v}{2\pi}$$

l'équation finale serait donc :

$$\rho = \frac{2\pi r_0 - N\varepsilon}{2\pi}\,\omega + r_0$$

ou, en négligeant $N\varepsilon$:

$$\rho = r_0 \omega + r = (r_0 + 1)\,\omega$$

la forme de l'enveloppe est donc indépendante de l et de v.

2° De telle façon que tous les filets coupent, sous le même angle, la circonférence extérieure de la couronne.

La forme de cette enveloppe est donc donnée par la *développante* d'un cercle concentrique à la turbine.

Le rayon de ce cercle dépend de l'angle sous lequel les filets liquides devront couper la circonférence extérieure de la couronne fixe.

Pour ne pas exagérer les dimensions de l'enveloppe, il convient de prendre α' (fig. 15) tel que l'on ait :

$$\sin \alpha' = \frac{r}{r'} \sin \alpha$$

Nous donnons, figures 15 et 16 les dessins d'ensemble et le tracé des aubes d'une turbine du genre de celle qui nous occupe, étudiée par L. Vigreux.

L'angle α y a été pris égal à 22°, de sorte que le rayon du cercle développé a pour valeur :

$$r_1 = r' \sin 22^\circ$$

C'est ainsi que l'enveloppe a été tracée (fig. 15).

Les aubes directrices sont une portion de cette développante comprise

entre les deux circonférences de la couronne directrice. La figure 15 indique clairement comment il faut procéder à leur tracé.

En ce qui concerne les aubes mobiles elles s'établissent suivant la méthode que nous avons exposée précédemment pour les turbines centripètes à axe vertical.

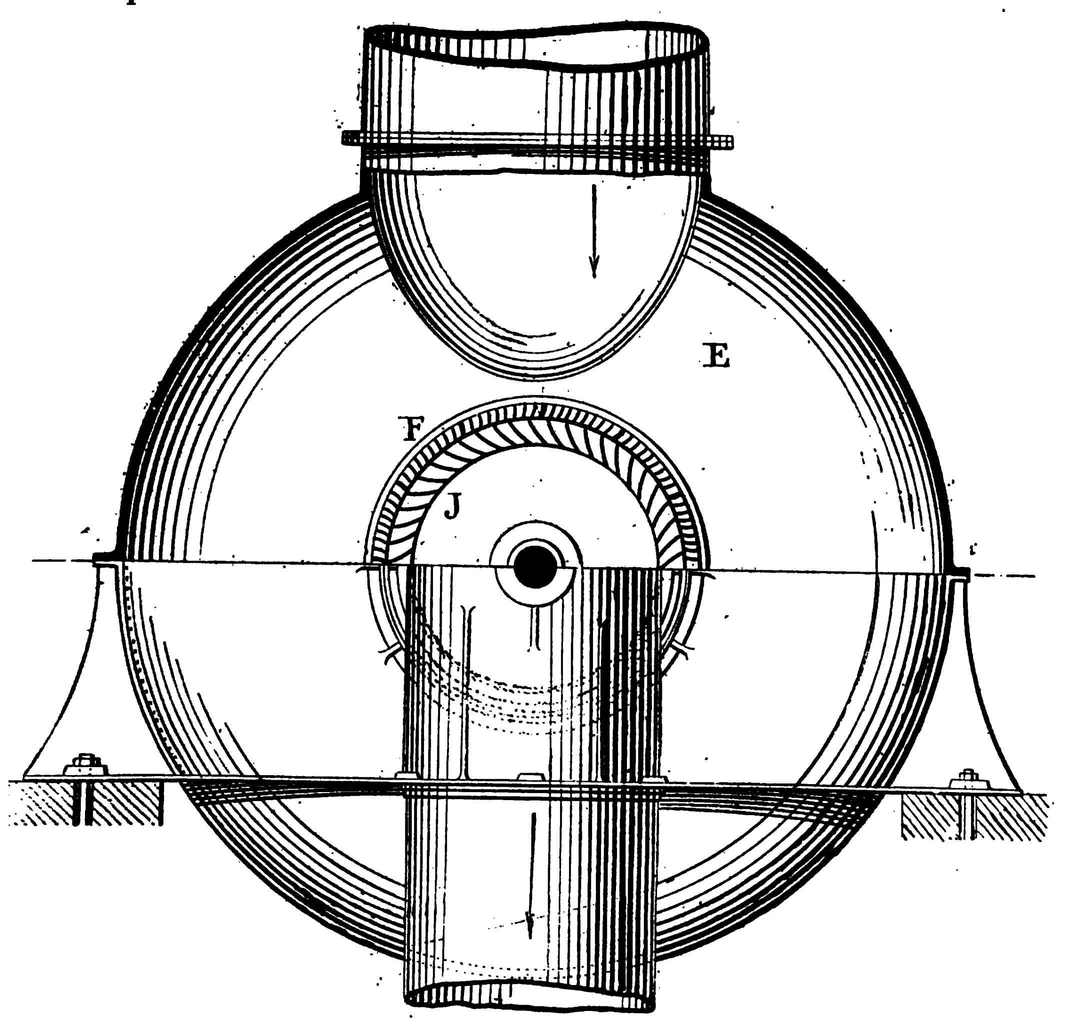


Fig. 17. — Turbine centripète à enveloppe circulaire (L. Vigreux).

Il convient que l'eau, à son entrée dans l'enveloppe n'ait pas une vitesse supérieure à 3 ou 4 mètres, afin que la perte de charge, due au frottement contre les parois, ne soit pas trop considérable; la section d'entrée doit donc être déterminée en vue de la réalisation de cette condition.

L'exécution d'une enveloppe en développante présentant d'assez grandes difficultés et étant de ce fait onéreuse, dans certains cas on la remplace par une enveloppe circulaire, concentrique aux couronnes directrice et mobile, dont la disposition est moins favorable pour le guidage de l'eau, mais qui, par sa simplicité et les facilités de fonderie qu'elle présente, ne laisse pas d'être plus économique.

La figure 17 représente une turbine centripète à enveloppe circulaire étudiée par L. Vigreux.

CHAPITRE DEUXIÈME

TURBINES A RÉACTION OU A PRESSION.

La théorie des turbines à *réaction* ou à *pression* s'établit de la même façon que celle des turbines à *action* ou à *libre déviation*; sur un exemple convenablement choisi, nous montrerons quelles transformations et simplifications subissent les équations fondamentales.

Nous avons trouvé précédemment (page 19) qu'entre la vitesse V de l'eau, à la sortie des directrices, et la vitesse v de la couronne mobile à l'entrée des aubages, il existait la relation (3) :

$$\frac{v}{V} = \frac{\sin(\gamma + \alpha)}{\sin \gamma}$$

γ et α désignant les angles représentés figure 1.

D'autre part, nous avons démontré (21) que :

$$V = \frac{g H}{v \cos \alpha}$$

De ces deux relations, on déduit :

$$V = \sqrt{g H \frac{\sin \gamma}{(\sin \alpha + \gamma) \cos \alpha}} \qquad (48)$$

Si, dans le triangle des vitesses, nous faisons :

1° $v = w$; il en résulte :

$$\gamma + 2\alpha = 180^\circ$$

et l'expression (48) devient :

$$V = \sqrt{2 g H}$$

c'est-à-dire que la vitesse de l'eau à sa sortie des directrices est égale à celle correspondant à la chute H. La couronne directrice devra être à fleur du niveau d'aval; la turbine sera noyée mais fonctionnera sans réaction.

2° Si $v > w$, il en résultera :

$$\gamma + 2\alpha < 180^\circ$$

et

$$V < \sqrt{2 g H}$$

La turbine fonctionnera alors par réaction.

On appelle degré de réaction, le rapport :

$$\frac{V}{\sqrt{2g\,H}} = K$$

de la vitesse effective de l'eau sortant des directrices à la vitesse théorique résultant de la pression hydrostatique à cette sortie.

Le fonctionnement à *libre déviation* des turbines nécessite de les placer au-dessus des plus hautes eaux d'aval ou de les dénoyer artificiellement par l'hydropneumatisation. Malgré ces inconvénients, leur emploi est plus fréquent chez nous que celui des turbines à *réaction* parce que leur fonctionnement permet de grandes variations dans les débits d'eau motrice sans que leur rendement en soit trop affecté.

Au contraire des précédentes, les turbines à *réaction* peuvent marcher noyées; à débit égal, leurs dimensions sont plus faibles que celles des turbines à *libre déviation*; mais elles ne fonctionnent avec un bon rendement qu'autant que leurs aubages sont exactement remplis. De plus, les vannages agissant par étranglement des veines liquides, occasionnent chez elles un abaissement rapide du rendement. Pour cette raison, il est logique de ne les employer que lorsque le débit d'eau motrice à utiliser est à peu près constant.

En ce qui concerne les turbines *limite*, quand elles sont dénoyées, leur fonctionnement est celui des turbines à *libre déviation*. En hautes eaux, leur rendement est peu affecté si elles arrivent à être submergées, car l'eau d'aval ne peut s'introduire à l'intérieur de la couronne mobile où il n'y a aucun espace vide; elles se comportent alors comme les turbines à *réaction*.

Mais ces récepteurs sont difficiles à bien établir et la construction des aubes, pour que l'écoulement s'effectue sans vides ni pression, est infiniment plus délicate que dans tous les autres systèmes.

Turbine centripète à réaction. — Tracé de MM. Brenier, Neyret et Cie.

Dans cette turbine, dont le tracé des aubes est représenté figures 18 et 19, le triangle des vitesses V, v et w est rectangle en a et

$$\gamma = 90^\circ$$

Il en résulte :

$$v = V \cos \alpha$$

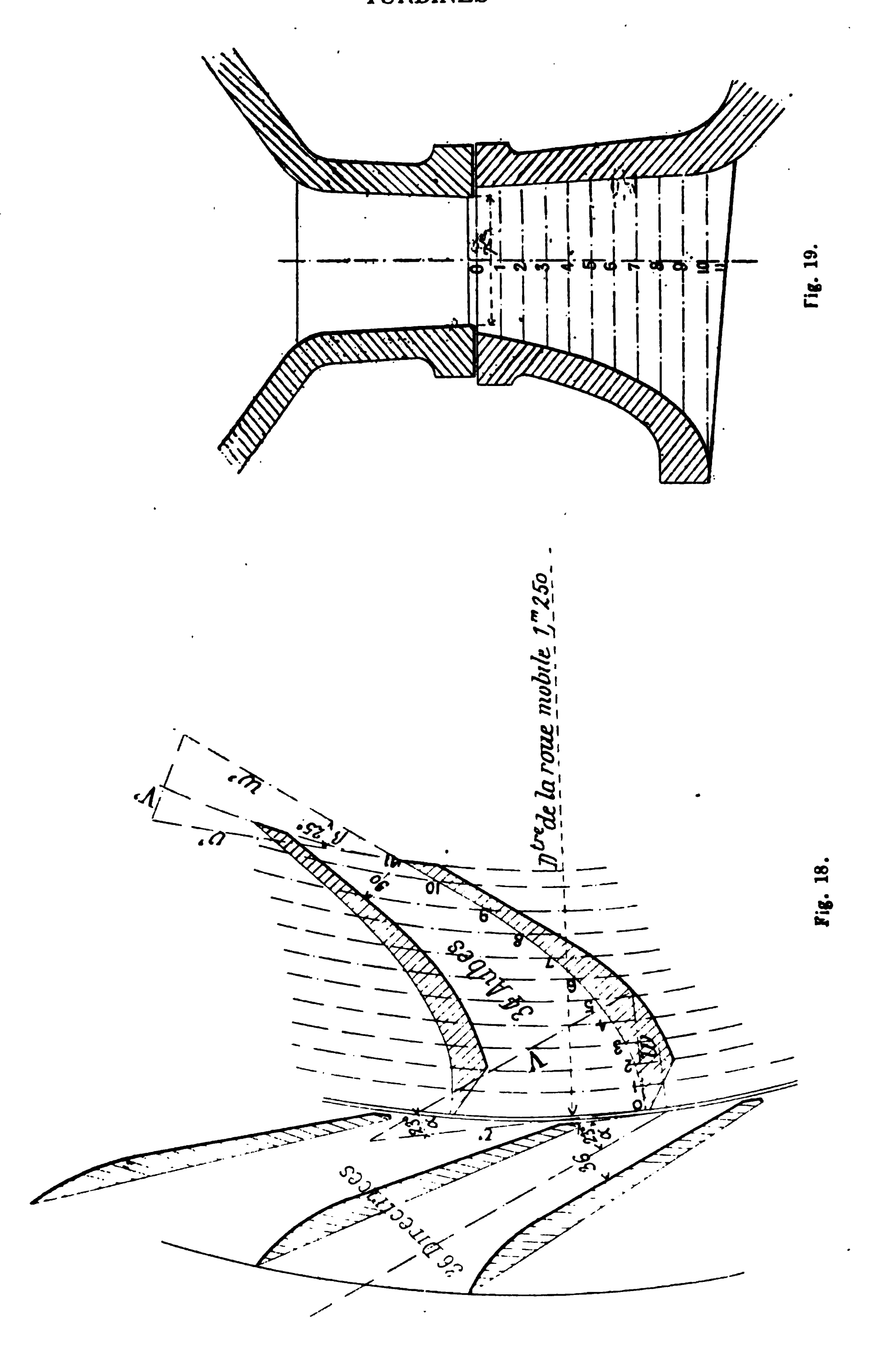


Fig. 19.

Fig. 18.

En substituant dans (48), il vient :

$$V = \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \alpha} \times g H} \qquad (49)$$

ou

$$V = \sqrt{\frac{1}{2 \cos^2 \alpha} \times 2 g H} = \frac{0{,}707}{\cos \alpha} \sqrt{2 g H} \text{ (1)}$$

On en tire :

$$\frac{V}{\sqrt{2 g H}} = \frac{0{,}707}{\cos \alpha}$$

ou

$$K = \frac{0{,}707}{\cos \alpha} \qquad (50)$$

puisque nous avons représenté par K le degré de réaction : $\frac{V}{\sqrt{2 g H}}$ nous avons donc :

$$V = K \sqrt{2 g H} \qquad (51)$$

C'est là l'expression théorique de la vitesse de l'eau à la sortie de la couronne directrice.

La vitesse réelle varie entre 0,8 et 0,9 de cette vitesse théorique ; on a donc :

$$V = 0{,}8 \text{ à } 0{,}9\, K \sqrt{2 g H} \qquad (52)$$

Remarquons tout de suite que, pour les valeurs suivantes de α :

α = 18°	20°	22°	25°	30°	35°	40°	45°

Les valeurs de K sont :

0,743	0,751	0,762	0,780	0,815	0,862	0,922	1,00

α variant, comme nous l'avons dit, généralement de 25 à 30°, nous voyons que K varie de 0,751 à 0,815. Le degré de réaction, pour les cas les plus usuels, varie donc dans des limites assez faibles.

---

1. On arriverait au même résultat en remarquant que :

$$\sin \gamma = 1 \text{ et } \sin (\alpha + \gamma) = \cos \alpha$$

et en substituant dans (48).

Nous voyons, de plus, si $\alpha = 45^\circ$, la relation (49) devient

$$V = \sqrt{2gH}$$

c'est-à-dire que la réaction est nulle.

Dans le tracé particulier dont nous nous occupons, on a fait :

$$\alpha = 23^\circ$$

il en résulte

$$V = 0{,}8 \text{ à } 0{,}9 \times \frac{0{,}707}{\cos\ 23^\circ} \sqrt{2gH}$$

$$= 0{,}61 \text{ à } 0{,}69 \sqrt{2gH}$$

Pour assurer une section convenable Ω, au distributeur, on a fait :

$$V = 0{,}56 \sqrt{2gH}$$

cette section est donc exprimée par :

$$\Omega = \frac{Q}{0{,}56\sqrt{2gH}} \qquad (53)$$

Q étant le débit d'eau motrice.

Pour déterminer la vitesse tangentielle extérieure de la couronne mobile, considérons que :

$$v = V \cos \alpha$$

ou, en substituant à V sa valeur :

$$v = k \sqrt{2gH} \cos \alpha$$

or,

$$K = \frac{0{,}707}{\cos \alpha} \qquad (50)$$

donc

$$v = \frac{0{,}707}{\cos \alpha} \sqrt{2gH} \cos \alpha = 0{,}707 \sqrt{2gH} \qquad (54)$$

A cause de l'obstruction occasionnée par l'épaisseur des aubes de la couronne mobile, il est bon de faire :

$$v = 0{,}9 \times 0{,}707 \sqrt{2gH} = 0{,}636 \sqrt{2gH} \qquad (55)$$

Nous voyons que cette vitesse est indépendante de l'angle de sortie de l'eau du distributeur.

La vitesse relative d'entrée w dans la couronne mobile est exprimée par :

$$w = v \sin \alpha$$

Le rayon r est déterminé empiriquement par les constructeurs au moyen de la formule :

$$r = 0{,}8\sqrt{\Omega} \qquad (56)$$

il en résulte que le nombre de tours est exprimé par :

$$N = \frac{30\,v}{\pi\,r} = \frac{30 \times 0{,}636\sqrt{2\,g\,H}}{\pi\,r} \qquad (57)$$

Connaissant r, V, v et w, il est facile de construire le triangle des vitesses à l'entrée de la couronne mobile.

Ainsi que nous l'avons dit, on fait à la sortie : $w' = v'$, la valeur de v' étant exprimée par :

$$v' = \frac{\pi\,r'\,N}{30} \qquad (58)$$

Quant à la valeur de β, elle est prise en moyenne égale à 25° ; il en résulte que la vitesse absolue de sortie de l'eau est :

$$V' = \sqrt{v'^2\,w'^2 - 3\,v'\,w' \cos\beta} \qquad (59)$$

La largeur b' de la couronne mobile à la sortie se calcule comme nous l'avons fait précédemment au moyen de l'expression (page 36).

Comme vérification des calculs précités, il faut que l'on ait, pour la continuité du débit :

$$Q = 0{,}95\,\Omega'\,V' \qquad (60)$$

Ω' étant la section d'évacuation de la couronne mobile.

Les tracés (fig. 20 et 21) nous ont été obligeamment communiqués par MM. Brenier, Neyret et C[ie], constructeurs à Grenoble.

Ils se rapportent à une turbine centripète à réaction débitant 1.555 litres à la seconde sous 30 mètres de chute.

La vitesse de régime est de 258 tours ; d'expériences faites par les constructeurs, il résulte que, la turbine ouverte en grand, mais fonctionnant à vide, sous 36 mètres de chute, le maximum de la vitesse atteinte a été de 456 tours.

CHAPITRE TROISIÈME

TURBINES LIMITES SANS RÉACTION

Nous avons défini ces turbines au chapitre II et y avons donné leurs avantages et leurs inconvénients ; nous n'y reviendrons donc pas ici et nous nous contenterons de donner un exemple de construction d'une turbine limite dû à MM. Brenier et Neyret.

La condition essentielle pour que, dans ce récepteur, la réaction soit nulle est exprimée par :

$$v = w$$

de laquelle il résulte :

$$\gamma + 2\alpha = 180^\circ$$

Si la couronne directrice est placée à fleur d'aval, c'est-à-dire si la turbine est noyée, la vitesse théorique de l'eau à la sortie des directrices sera exprimée par :

$$V = \sqrt{2g\mathrm{H}}$$

et la vitesse pratique aura pour expression :

$$V = 0{,}80 \text{ à } 0{,}90 \sqrt{2g\mathrm{H}}$$

La section du distributeur correspondant à cette vitesse sera alors :

$$\Omega = \frac{Q}{V} = \frac{Q}{0{,}35\sqrt{2g\mathrm{H}}} \qquad (61)$$

et la vitesse tangentielle à l'extérieur de la couronne mobile :

$$v = V\frac{\sin(\alpha+\gamma)}{\sin\gamma} = \frac{V\sin\alpha}{\sin 2\alpha} \qquad (62)$$

car, par suite de la condition exprimée au début,

$$\sin(\alpha+\gamma) = \sin\alpha$$

et

$$\sin\gamma = \sin 2\alpha$$

Toutes les autres caractéristiques de la turbine se déterminent comme dans les turbines à action.

Le tracé des aubes présente cependant un intérêt particulier.

Nous avons dit que, pour ce genre de turbines, l'écoulement dans la couronne directrice s'effectuait sans vide et sans pression.

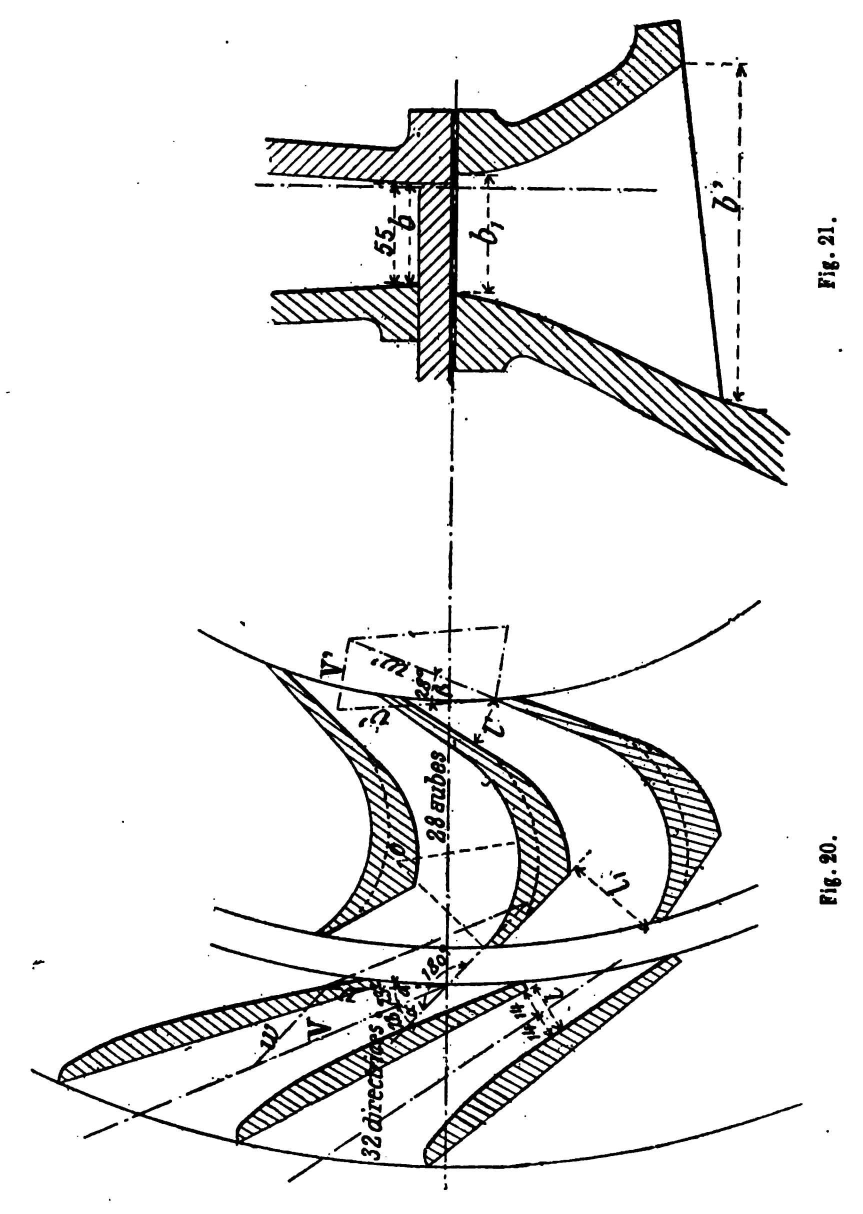


Fig. 21.

Fig. 20.

Si nous appelons b la largeur à la sortie de la couronne directrice, b_1 et b' les largeurs à l'entrée et à la sortie de la couronne mobile, l, l_1 et

l' les distances normales entre les aubes aux points considérés, nous devons avoir :

$$b\,l\,v = b_1\,l_1\,w = b'\,l'\,w' = \text{constante}$$

l'expérience montre qu'il suffit de

$$b\,l\,v = b'\,l'\,w'$$

pour que la condition de l'écoulement, dans les conditions ci-dessus définies, soit réalisée.

Il en résulte que si la largeur b_1 va en croissant jusqu'à b', il peut se produire un vide sur la face convexe des aubes.

On peut dès lors effectuer le tracé des aubes suivant le tracé de la figure 11 mais, dans la plupart des cas, après avoir déterminé la forme des veines liquides, on exécute les faces convexes des aubes de manière à ce qu'elles suivent exactement cette forme. C'est ainsi qu'est exécuté le tracé de la turbine représentée figures 20 et 21. Ce récepteur a été établi pour débiter 1.170 litres sous $42^m,50$ de chute; sa vitesse de régime est de 300 tours.

CHAPITRE QUATRIÈME

PRINCIPAUX TYPES DE TURBINES

§ 1. — *Turbines d'Europe.*

Les turbines centripètes d'Europe sont toutes à peu de chose près, de construction analogue.

La plupart de celles employées sont à axe horizontal.

Pourtant, il a été fait d'assez nombreuses applications de turbines centripètes à axe vertical. De très importantes usines ont été créées, qui ne comportent d'autres moteurs que ceux précités.

Parmi les plus remarquables de ces installations, nous citerons tout particulièrement celles de Chèvres et de Bellegarde.

La première a été exécutée entièrement par la maison Escher Wyss, de Zurich; les derniers moteurs montés à l'usine de Bellegarde l'ont été par la Société de Constructions Mécaniques de Vevey. Nous allons décrire ci-après les intéressantes créations de ces deux maisons.

Turbines de Chèvres (Escher Wyss)

Les figures 22, 23 et 24 donnent la coupe verticale de l'ensemble d'un moteur ainsi que les détails du vannage, des couronnes mobile et fixe.

Ces dernières ne sont pas horizontales, mais inclinées ainsi que le montre la figure 22, de manière à réduire le diamètre au minimum.

La couronne J est divisée, dans sa hauteur, en trois parties par deux cloisons qui se répètent aussi dans la couronne fixe et le vannage.

Celui-ci est constitué par un anneau, portant un certain nombre de tiroirs V (fig. 24), qui entoure extérieurement la couronne directrice. La position des tiroirs représentée (fig. 24), correspond à l'ouverture complète des orifices, pour laquelle les tiroirs sont logés en face des aubes directrices.

Au moyen de l'arbre vertical *t*, commande le servo-modérateur de

Fig. 22. — Coupe verticale par l'axe.

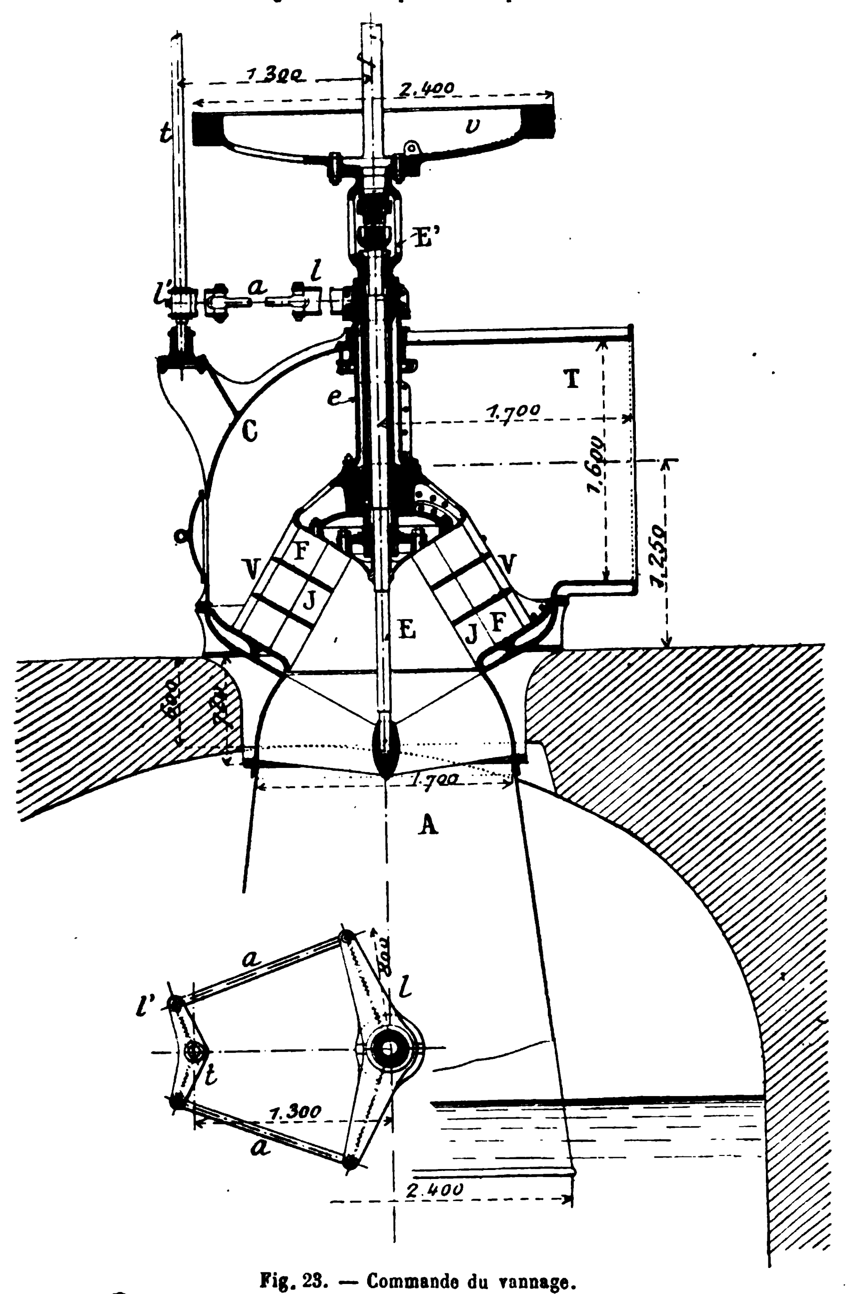


Fig. 23. — Commande du vannage.

l'appareil, et de l'ensemble des leviers *l*, *l'*, réunis par les bielles *a*, on

provoque la rotation de l'arbre creux *e*, entourant l'arbre creux E' de la turbine, qui supporte la couronne du vannage.

Les tiroirs V viennent alors obstruer soit partiellement, soit complètement les orifices distributeurs, réduisant ou supprimant complètement le débit de l'eau motrice.

Dans l'installation de Chèvres, les turbines sont accouplées deux à deux sur le même arbre (la figure représente la turbine inférieure d'un élément moteur), mais sont alimentées tout à fait indépendamment l'une de l'autre : la turbine du haut travaille à petite chute et grand débit, tandis que celle du bas travaille à haute chute et petit débit.

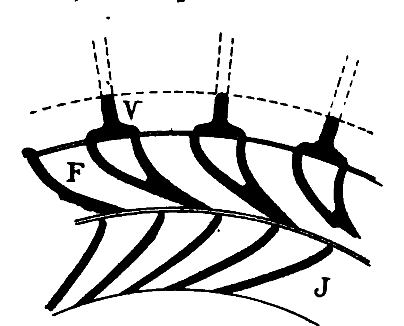


Fig. 24. — Coupe transversale des couronnes et du vannage.

Cette disposition a été adoptée afin de parer aux variations dans le débit, lequel est fourni par le Rhône, dont le courant est réglé par l'installation de Coulouvrinière, située à l'amont, et par l'Arve dont la puissance motrice est très variable. En cas de pénurie d'eau, (120$^{m^3}$ à la seconde en hiver) les turbines inférieures sont seules mises en marche : à admission totale et avec la chute maximum 4^m,50, elles fournissent une puissance de 1.200 chevaux.

Au moment de la fonte des neiges, le débit s'élève à 900$^{m^3}$, les deux turbines fonctionnent alors simultanément ; la chute est de 4^m,30 environ, mais les moteurs inférieurs sont noyés d'environ 2^m,500.

L'installation de Chèvres (6 kilomètres de Genève) est utilisée à la production de l'électricité ; les induits des moteurs sont calés directement sur les arbres verticaux E.

Nouvelles turbines de Bellegarde (Société de Constructions de Vevey)

Les figures 25 et 26 donnent les coupes en élévation et en plan de ce type de turbine centripète à axe vertical qui développe normalement 1.200 chevaux sous une chute variant de 11 à 13 mètres et commande directement une dynamo dont l'induit est calé sur l'arbre même de la turbine.

La couronne directrice J est divisée, dans le sens de la hauteur, en

trois couronnes superposées, suivant la disposition préconisée par Jonval.

Fig. 25. — Coupe verticale.

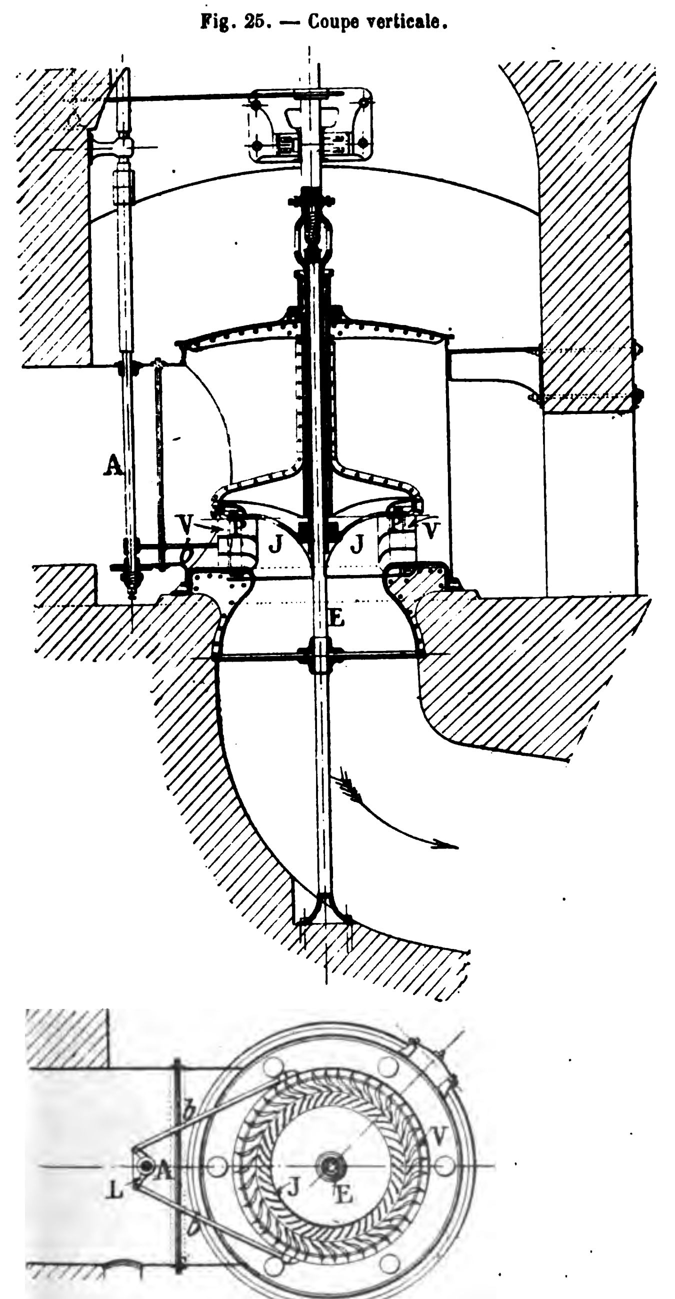


Fig. 26. — Nouvelles turbines de Bellegarde. — Plan des couronnes et du vannage.

Le vannage de réglage est constitué comme dans la turbine précédente par un anneau V à tiroirs qui est représenté sur la figure 26, dans la position correspondant à l'ouverture totale de la couronne directrice.

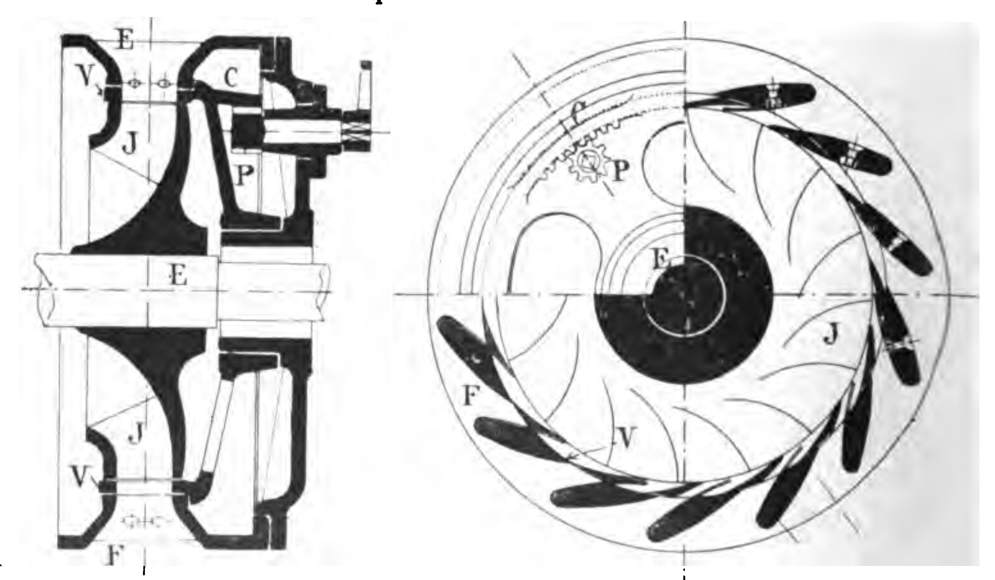
Cet anneau se déplace concentriquement à l'axe de la turbine sous l'action des bielles *b* reliées au levier coudé L calé sur l'arbre vertical A, lequel est commandé soit à la main, soit par un régulateur de vitesse.

De plus, en vue de contre-balancer la charge sur le pivot due aux poids de l'arbre, de la roue et de l'induit de la dynamo, la couronne mobile est pourvue d'un dispositif utilisant la pression de l'eau motrice qui est décrit un peu plus loin au chapitre des pivots.

Turbines de Paderno d'Adda (Riva, Monneret et C[ie])

Les figures 27 et 28 donnent les coupes et vue en plan de ces turbines centripètes qui sont à axe horizontal.

Elles sont surtout remarquables par leur vannage particulier établi de façon à ce que le guidage de l'eau à l'entrée de la couronne mobile s'effectue convenablement pour tous les débits.



Turbnes de Paderno d'Adda

Fig. 27. — Coupe verticale. Fig. 28. — Plan des couronnes et du vannage.

La couronne directrice F est divisée en deux parties dont l'intérieur V constitue le vannage, lequel agit par sa rotation autour de la couronne

mobile, de la même façon que les vannages des turbines de Chèvres et de Bellegarde.

La figure 28 permettra de se rendre compte de ce fonctionnement : les aubes y sont représentées à la fois ouvertes, à demi-fermées et totalement fermées.

Les parties immobiles des directrices portent en dedans, un prolongement en tôle d'acier, retenu à boulons, qui vient continuer sur le vannage, la surface intérieure de l'aube. De cette façon la continuité des veines liquides, à la sortie du distributeur est assurée.

L'installation dispose d'un volume d'eau motrice variant de 40 à 52 m³ par seconde et d'une chute de 28ᵐ,80 à l'étiage et de 24ᵐ,90 en hautes eaux.

Les moteurs tournent à 180 tours et chacun d'eux fournit une puissance de 2.160 chevaux-effectifs.

§ 2. — *Turbines centripètes américaines*

Partant de ce principe que la valeur du rendement théorique de la turbine centripète est indépendante de sa vitesse, ainsi que le montre l'équation (28) que nous avons précédemment discutée, les constructeurs américains se préoccupent peu de satisfaire aux conditions :

$$\frac{p_o}{\delta} = \frac{p_a}{\delta} + h'$$

$$w' = v'$$

et de faire l'angle β très petit.

Au contraire de ce que la théorie indique, ces constructeurs font l'angle α très petit, donnent à leurs turbines une grande vitesse et prennent pour β une valeur voisine de 90°.

Il en résulte, pour les aubes directrices et pour celles de la couronne mobile, des formes auxquelles on n'est pas habitué en France et qui ne satisfont nullement à toutes les conditions théoriques que nous avons indiquées et que s'appliquent, avec raison, à réaliser presque tous les constructeurs en Europe.

La figure 7 montre les formes le plus généralement adoptées en Amérique. Sur les tracés que nous avons donnés précédemment et qui se rapportent à nos turbines d'Europe, on voit que la force centrifuge

développée par la rotation tend à détacher la lame d'eau de la concavité de chaque aube de la couronne mobile pour l'appliquer contre la convexité de l'aube précédente. Elle est ainsi, de sens contraire à la force centrifuge résultant de l'incurvation de la lame d'eau sur l'aube et elle tend à diminuer les frottements, c'est-à-dire la résistance que la surface des aubes fait éprouver au mouvement relatif de l'eau.

Au contraire, on voit, sur la figure 7, que la force centrifuge développée par la rotation tend à appuyer les lames d'eau sur la concavité des aubes de la couronne mobile ; elle est ainsi de même sens que la force centrifuge résultant de l'incurvation des lames d'eau sur les aubes et elle tend à augmenter la résistance qu'oppose la surface des aubes au mouvement relatif de l'eau. C'est évidemment là une cause de diminution du rendement qui vient s'ajouter à celles résultant de la non-réalisation des conditions théoriques ci-dessus énoncées.

Turbine Vortex (J. Thomson)

Cette turbine est une des plus anciennes et des plus répandues du type centripète ; elle présente une construction spéciale tant pour les aubages directeurs que pour ceux de la couronne mobile.

La turbine ne comporte pas, à proprement parler, de couronne directrice mais bien une série de quatre lames L, articulées en *o* et pouvant se replier dans le sens des flèches sous l'action des petites biellettes *b* montées sur les axes *a*. La manœuvre des lames se fait simultanément par l'arbre de commande A, relié aux axes *a* par un système de bielles B et de leviers d'équerre C.

La figure 32 qui représente la vue perspective d'une petite turbine Vortex dont l'enveloppe supérieure est enlevée permet de se rendre exactement compte de la façon dont s'effectue le réglage du débit de la couronne directrice.

Cette manœuvre a pour effet de faire varier simultanément la section d'entrée de l'eau dans la couronne directrice et l'inclinaison des aubes mobiles sur la circonférence extérieure de cette couronne. L'inclinaison moyenne des directrices est donnée, en général, par l'expression :

$$\text{tg}\,\alpha = \frac{\text{tg}\,\beta}{2}$$

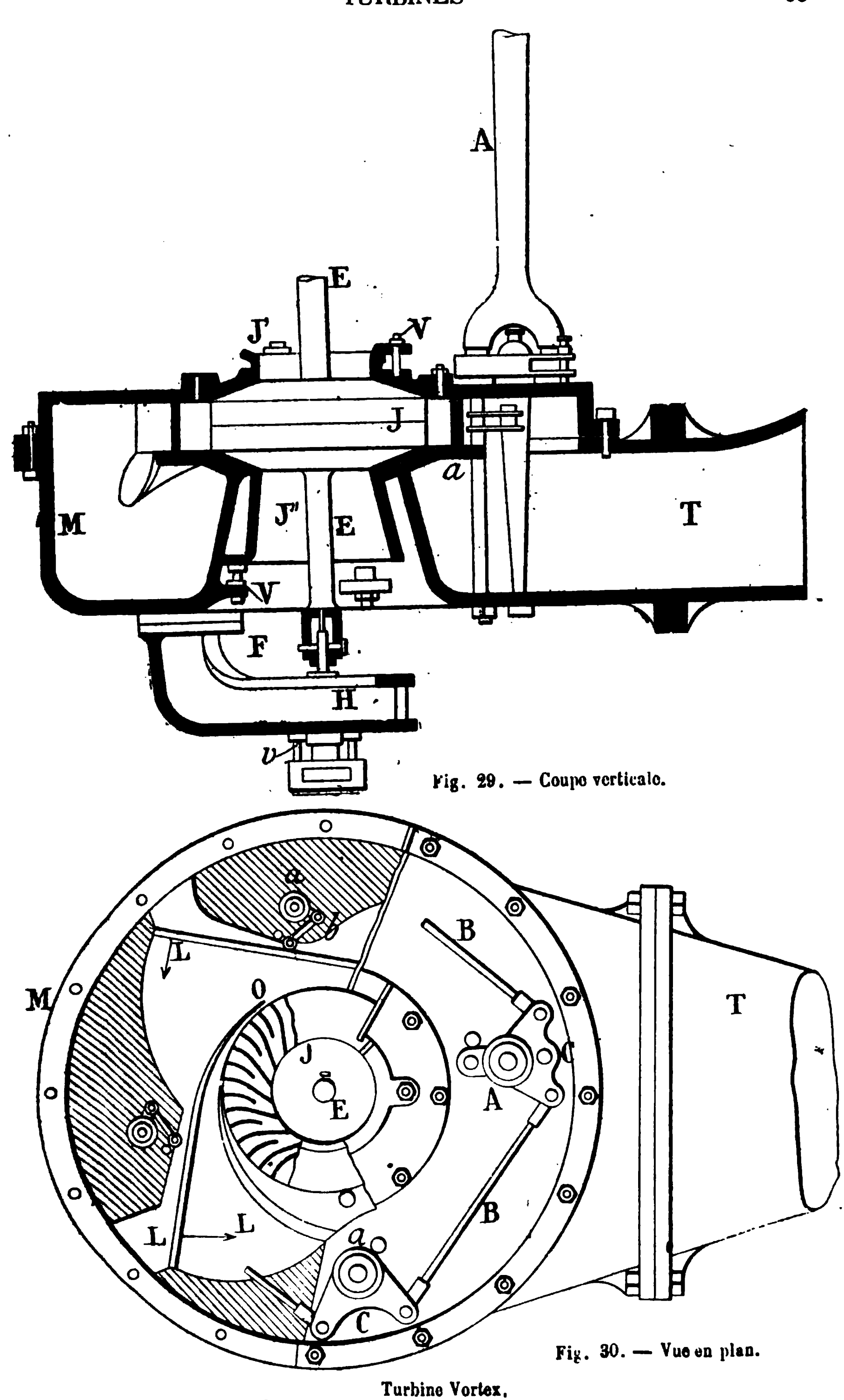


Fig. 29. — Coupe verticale.

Fig. 30. — Vue en plan.

Turbine Vortex.

La couronne mobile J est constituée par deux séries d'aubes suivant le détail donné figure 31. Les aubes longues I sont à double courbure. Cette construction a été adoptée par J. Thomson pour éviter l'inconvénient qu'ont, selon lui, les turbines à écoulement intérieur de présenter un rétrécissement à la sortie de la couronne directrice. Nous ne voyons pas du reste en quoi la double courbure permet d'éviter ledit rétrécissement. L'angle de sortie β des directrices varie de 30 à 45°.

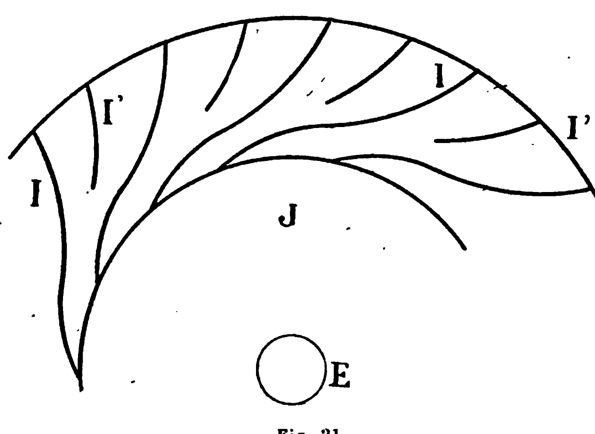


Fig. 31.

Dans la disposition représentée figures 29 et 30 la roue J comporte deux couronnes superposées et la sortie de l'eau se fait en haut et en bas par deux ajutages J' et J" que des vis de réglage V permettent d'approcher aussi près que possible de la couronne mobile pour éviter les fuites d'eau.

La turbine est renfermée dans une enveloppe en fonte M, en deux pièces, à la partie inférieure de laquelle s'effectue l'arrivée de l'eau, par la tubulure T. Elle s'introduit ensuite entre les lames formant les directrices par les ouvertures D, ménagées dans la cloison horizontale sur laquelle s'effectue le déplacement desdites lames.

L'arbre vertical E tourne dans une crapaudine de bronze F dont le graissage est assuré par une rainure pratiquée dans l'arbre E.

Une traverse H supporte la crapaudine dont la hauteur est réglée au moyen de vis *v*.

La turbine Vortex peut aussi être disposée à axe horizontal. La figure 34 donne, en élévation, une vue d'ensemble d'une telle disposition, sur laquelle nous avons reporté les lettres des figures 29 et 30.

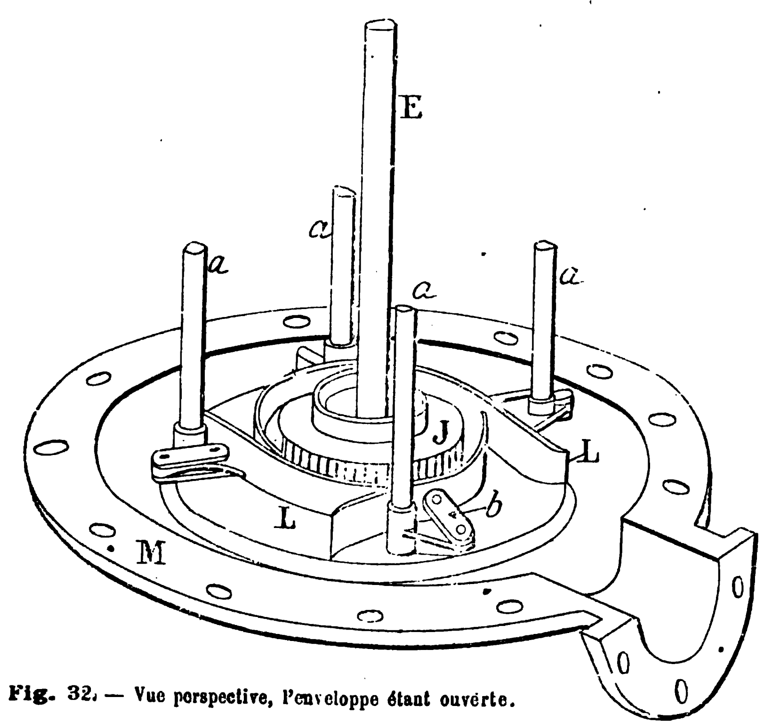


Fig. 32. — Vue perspective, l'enveloppe étant ouverte.

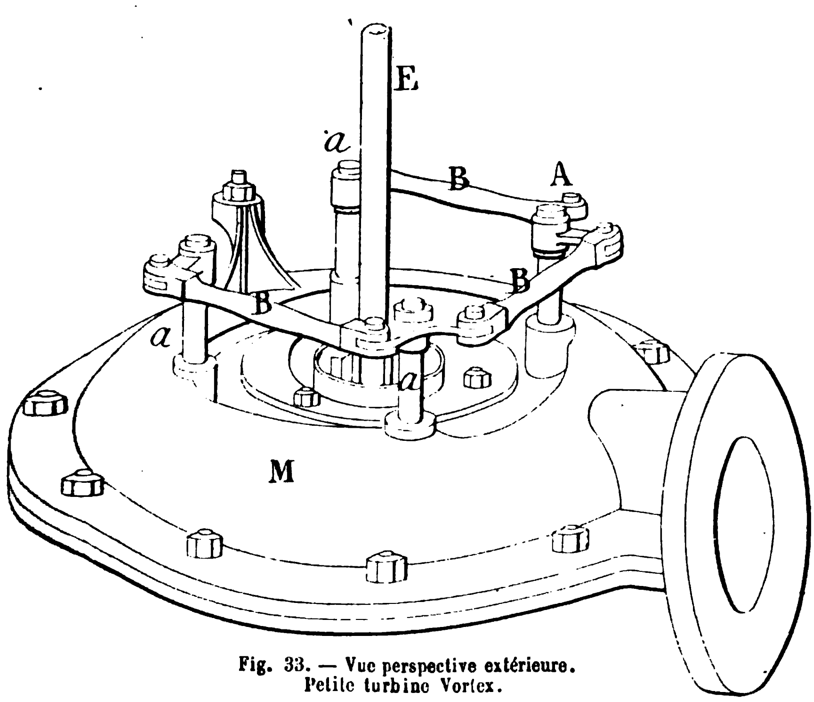


Fig. 33. — Vue perspective extérieure.
Petite turbine Vortex.

L'arrivée de l'eau s'effectue dans le bas de l'enveloppe M, par le tuyau T, fermé par une vanne équilibrée V.

L'eau se répand dans le tore de l'enveloppe et arrive aux directrices L disposées comme dans la turbine à axe vertical.

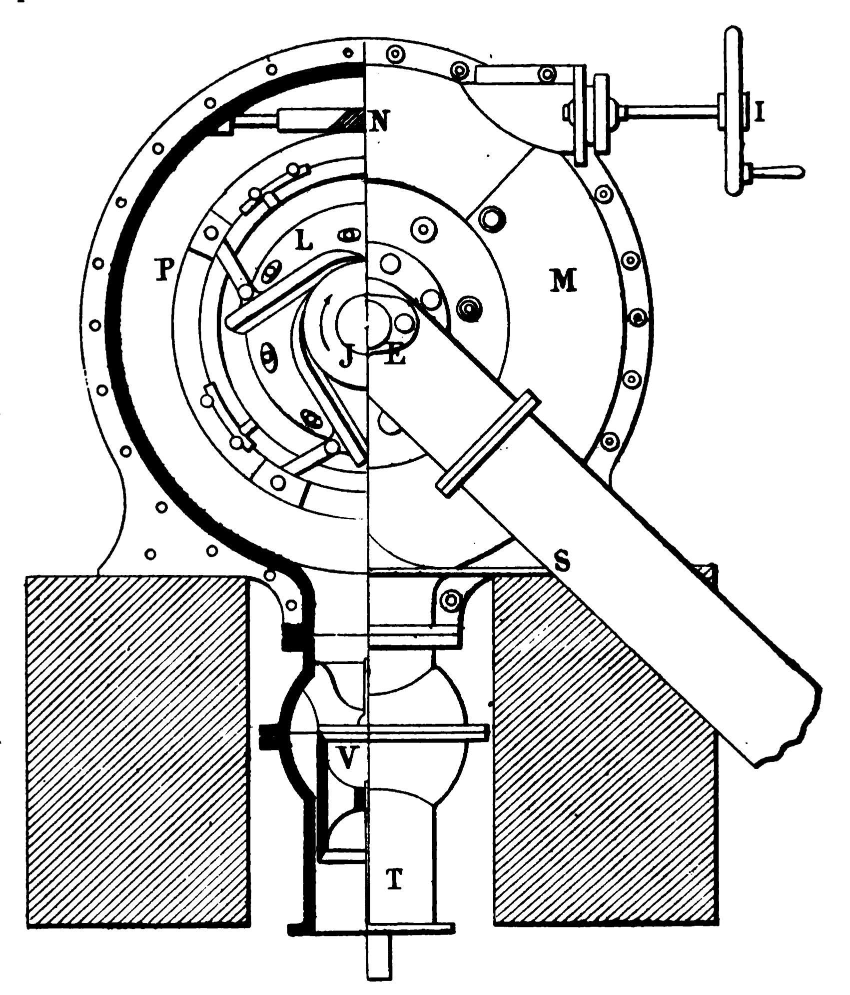


Fig. 34. — Turbine Vortex à axe horizontal.

J est la couronne mobile de laquelle l'eau s'échappe par les tuyaux S qui viennent plonger dans le bief d'aval.

La manœuvre des lames L constituant le distributeur s'effectue de façon un peu différente du cas précédent. Leurs extrémités extérieures sont attachées à un plateau annulaire P qui peut tourner concentriquement à l'axe de la turbine sous l'action d'une vis sans fin N, actionnée de l'extérieur au moyen du volant I.

On comprend que le déplacement, dans un sens ou dans l'autre, du plateau P produit l'agrandissement ou la diminution des sections d'admission.

La longueur toujours considérable que présentent les directrices, qui sont en nombre très limité, oblige d'avoir, pour les turbines Vortex, des enveloppes de grandes dimensions; leur construction n'est donc pas économique.

Le mode de réglage du débit qui s'effectue par étranglement des veines liquides doit avoir pour effet une diminution sensible du rendement; sa simplicité est du reste compensée par deux inconvénients : il nécessite une exécution soignée des lames servant de directrices et un dressage bien exécuté de la cloison sur laquelle s'opère leur déplacement.

De plus, la double courbure de la moitié des aubes de la couronne directrice occasionne une difficulté d'exécution dont nous ne voyons pas l'utilité.

Turbine de Hett (C. L.).

Les figures 35 à 38 donnent les coupes en élévation et en plan de ce récepteur que nous signalons surtout à cause de son vannage, lequel est constitué par les aubes directrices qui se replient l'une sur l'autre, à la façon des feuillets d'un livre.

L'écartement des deux plateaux annulaires *p* et *p'*, entre lesquels sont placées les directrices F, est maintenu par trois colonnettes *c*, également espacées sur le pourtour de la couronne directrice.

Les directrices sont calées autour de l'axe *o* et reçoivent de cet axe un mouvement d'oscillation qui leur est communiqué par les biellettes *b*, reliées au collier en deux parties R. Ce collier, qui porte un

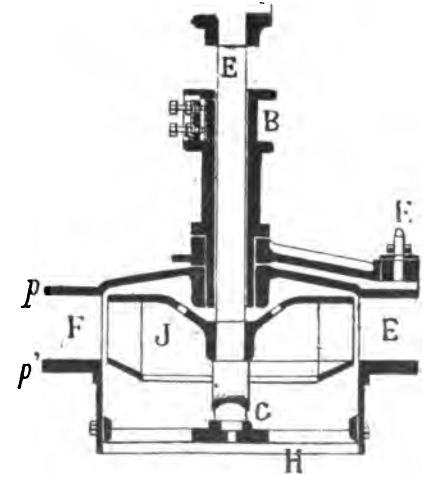


Fig. 35. – Turbine de Hett. — Coupe verticale.

secteur denté *s*, peut tourner concentriquement à l'arbre moteur sous l'action d'un pignon *d*, monté sur l'arbre de manœuvre E'.

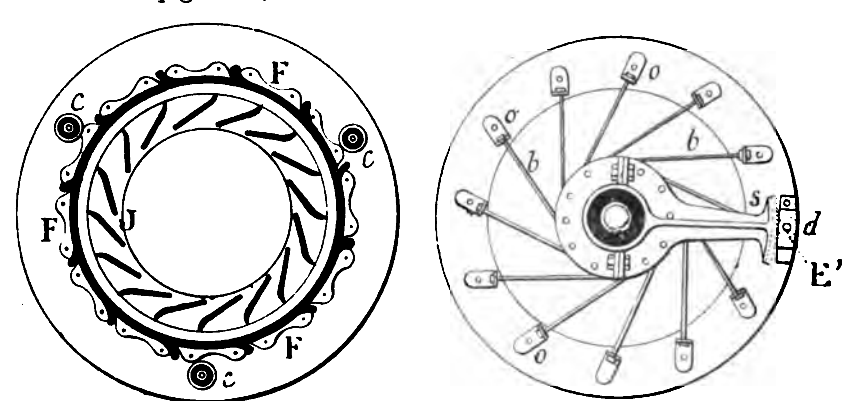


Fig. 36. — Plan des couronnes (la couronne directrice étant totalement fermée). Turbine de Hett. Fig. 37. Plan du mécanisme de manœuvre.

L'amplitude de l'oscillation des directrices est limitée, pour chacune d'elles, par un ergot *e*, se déplaçant dans une rainure *r* ménagée dans le plateau inférieur *p'*.

L'arbre E est guidé en haut par un boitard B. Lorsque toutes les directrices sont fermées, elles occupent la position représentée figure 36 et interceptent totalement l'arrivée de l'eau dans la couronne mobile.

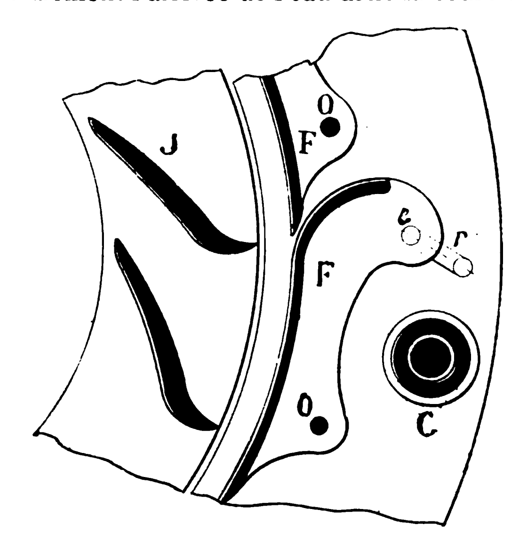


Fig. 38. — Turbine de Hett. — Détails d'une aube directrice.

L'arbre vertical E tourne sur un pivot en bois G supporté par la traverse H.

Dans cette turbine, comme dans les deux précédentes, le réglage de la dépense par étranglement des veines liquides fait que le rendement diminue rapidement dès que le débit varie.

American Turbine.

Cette turbine, est une des plus directement dérivées de la turbine Thomson.

La figure 39 en représente la coupe horizontale. Les directrices sont formées de deux parties : une fixe L et une mobile L' qui peut pivoter autour de l'axe O pour venir réduire la section de passage des veines liquides.

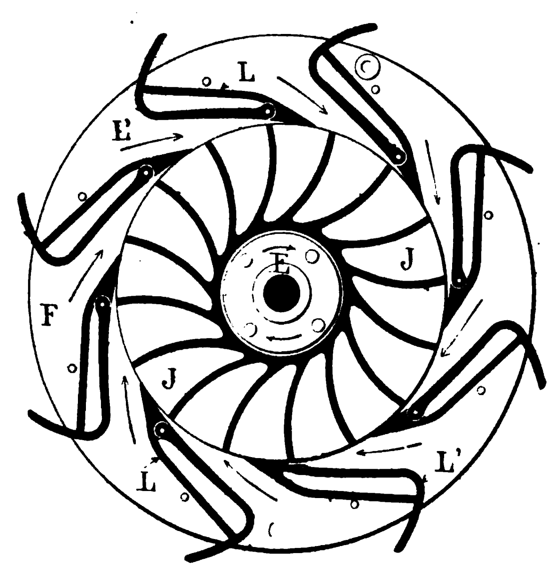


Fig. 39. — American Turbine. — Plan des couronnes.

La couronne mobile J est d'assez faible largeur, condition qui ne paraît pas faite pour en améliorer beaucoup le rendement. Elle comporte des aubes à double courbure.

Les constructeurs de l'American Turbine appliquent son système de vannage à une turbine mixte qu'ils ont dénommée New-American et que nous décrirons dans un prochain chapitre.

Turbine Mac-Connell.

Cette turbine, représentée figures 40 et 41 en coupe, en élévation et en plan, est une variante de la turbine Thomson que nous venons de décrire.

Comme dans cette dernière, la couronne mobile J possède la moitié de ses aubes (les plus longues) à double courbure, les autres sont arrêtées avant la circonférence intérieure, pour augmenter la section de sortie.

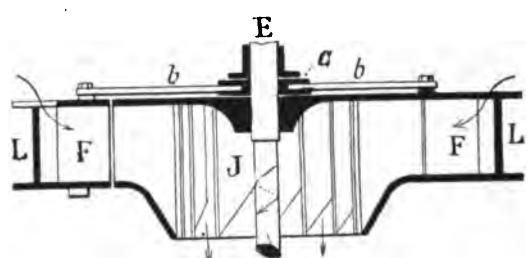


Fig. 40. — Coupe verticale.

Turbine de Mac-Connell.

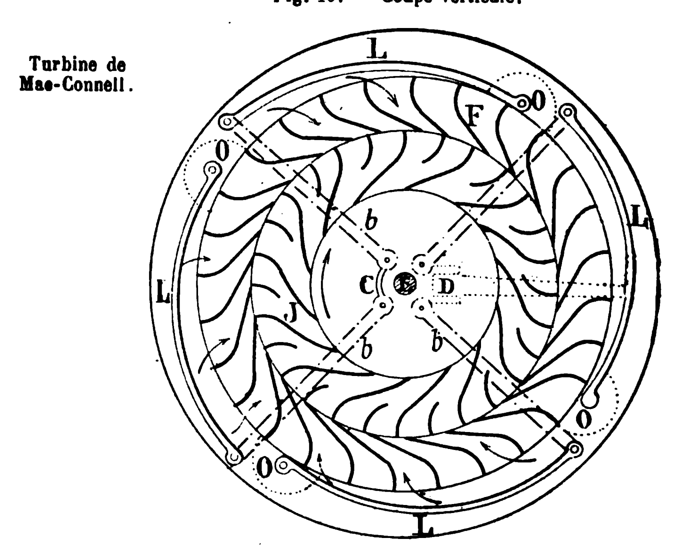


Fig. 41. — Plan des couronnes.

Le réglage du débit est aussi effectué, comme dans la turbine précedente, au moyen de quatre lames L pivotant chacune autour du point O, par l'intermédiaire des bielles *b* qui viennent s'articuler au collier C, concentrique à l'arbre vertical E. La rotation du collier C s'effectue au moyen du levier D.

Mais, dans le moteur qui nous occupe, les lames L ne servent plus à guider l'eau à l'entrée de la couronne mobile; la turbine comporte une couronne fixe F à aubes.

Cette disposition est sans doute préférable à celle adoptée pour la turbine de Thomson; l'emploi d'une couronne directrice fixe permet un guidage plus efficace des veines liquides à l'entrée de la couronne mobile, mais le réglage du débit, comme il est effectué, n'est pas meilleur que les précédents.

Remarquons que, dans cette turbine, la couronne directrice va en s'évasant à la partie inférieure : c'est un premier pas vers la construction des turbines mixtes.

CHAPITRE CINQUIÈME

CAUSES DE LA DIMINUTION DU RENDEMENT THÉORIQUE DANS LES TURBINES CENTRIPÈTES

De la théorie des turbines centripètes que nous venons de donner, il résulte que le rendement théorique de ces moteurs est donné par la formule :

$$R = 1 - \frac{V'^2}{2g\,H} \qquad (14)$$

V', étant la vitesse absolue de sortie de l'eau de la couronne mobile ;

H, la hauteur de chute.

Nous avons vu en outre que ce même rendement pouvait être exprimé par la relation :

$$R = 1 - \frac{r'^2}{r^2}\left(\frac{1 - \cos\beta}{\cos\alpha}\right) \qquad (34)$$

en fonction de :

r, rayon extérieur de la couronne mobile;

r', rayon intérieur de la couronne mobile;

β, angle de sortie de l'eau de la couronne mobile;

α, angle d'entrée de l'eau dans ladite couronne.

En résumé, de ces expressions il résulte que le rendement est d'autant meilleur que :

1° La vitesse de sortie V' est plus faible;

2° Le rapport $\frac{r'}{r}$ est plus petit;

3° L'angle β est plus petit;

4° L'angle α est plus petit.

Or, en pratique, dans la construction actuelle des turbines centripètes, on est limité pour le rapport $\frac{r'}{r}$ à la valeur :

$$\frac{r'}{r} = \frac{2}{3}$$

car il faut que r' soit assez grand pour que l'évacuation de l'eau motrice s'effectue facilement le long de l'axe.

D'autre part, nous avons dit que ni α ni β ne pouvaient être nuls et que leurs valeurs minima généralement adoptées étaient :

$$\alpha = 30^\circ$$
$$\beta = 20^\circ$$

Le rendement théorique ne peut donc atteindre, en pratique, que le maximum suivant :

$$R = 1 - \left(\frac{2}{3}\right)^2 \left(\frac{1 - \cos 20^\circ}{\cos 30^\circ}\right)$$

En y remplaçant :

$$\cos 20^\circ \text{ par } 0{,}940$$
$$\cos 30^\circ \text{ par } 0{,}906$$

il vient :

$$R = 1 - \left(\frac{4}{9}\right) \left(\frac{1 - 0{,}94}{0{,}906}\right) = 0{,}97 \text{ en nombre rond.}$$

Ce rendement théorique qui, de prime abord, peut paraître excellent, donne, comme rendements pratiques, suivant que l'on applique les coefficients de 0,80 ou 0,90 :

$$R = 0{,}97 \times 0{,}8 = 0{,}77$$
$$R = 0{,}97 \times 0{,}9 = 0{,}87$$

Mais le rendement supérieur de 87 % est loin d'être atteint pour les raisons suivantes :

1° L'évacuation de l'eau, surtout quand r' est petit ne s'effectue pas toujours avec facilité et elle vient réagir sur les aubes mobiles ;

2° Les aubes mobiles, elles-mêmes, frottent par leur surface extérieure sur la couronne liquide placée au centre et formée par l'eau s'évacuant de la turbine ;

3° Quand la turbine marche noyée, toute la couronne mobile tourne dans une masse liquide dont elle subit le frottement au détriment du rendement ;

4° Il est souvent difficile de donner à l'angle β de sortie de l'eau une valeur de 20°.

De la valeur de cet angle, dépend celle de la vitesse de sortie V' ; si celle-ci est petite, condition nécessaire pour avoir un bon rendement, il aut que la section de sortie des aubes mobiles soit considérable par rapport à la section d'entrée ; il en résulte que, dans le but d'obtenir

cette grande section à la sortie, sans exagérer outre mesure l'évasement, il est nécessaire de faire, dans beaucoup de cas :

$$\beta > 20^\circ$$

5° Par suite de l'épaisseur non négligeable des aubes, tant fixes que directrices, les veines liquides sont recoupées par les aubes mobiles ainsi qu'il est indiqué figure 42 et il se produit dans la couronne mobile,

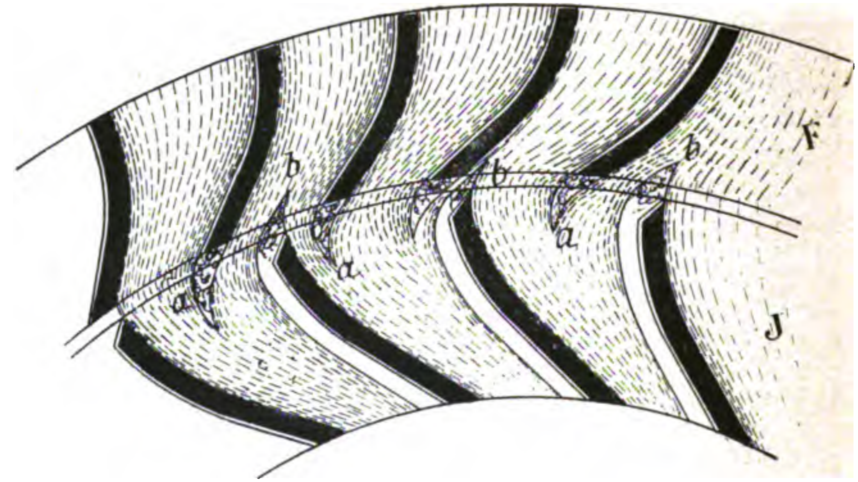


Fig. 42.

au droit de chaque directrice, comme dans la couronne fixe, au droit de chaque aube mobile, des remous qui vont en se déplaçant continuellement avec la couronne mobile.

Ces remous ont, à notre avis, beaucoup plus d'importance que l'on ne leur en attribue généralement ; ils sont certainement une des causes de la différence appréciable existant entre le rendement pratique et le rendement théorique des turbines, aussi bien parallèles que centrifuges et centripètes. Cet inconvénient s'applique à tous les genres de turbines construits sur les types de Girard.

On a pris au maximum, et c'est là la règle que s'imposait Girard :

$$\frac{b}{R} = \frac{1}{10}$$

Cette règle pouvait s'expliquer pour la turbine parallèle dont les équations des filets liquides sont établies, en supposant que ceux-ci ne s'écartent pas sensiblement du cylindre moyen de rayon R.

Mais ce fut une erreur d'attacher la même importance à ce rapport, dans les turbines centrifuges et centripètes.

La section totale d'entrée de l'eau, en ne tenant pas compte de l'épaisseur des aubes fixes est donnée par :

$$\Omega = 2\pi \, R b \sin \alpha$$

et le débit par :

$$Q = m\Omega \sqrt{2g\,H}$$

On en déduit :

$$R b = \frac{Q}{2\pi m \sin \alpha \sqrt{2g\,H}}$$

On voit donc que, pour un débit Q et une hauteur de chute H donnés plus b est grand, plus R est petit.

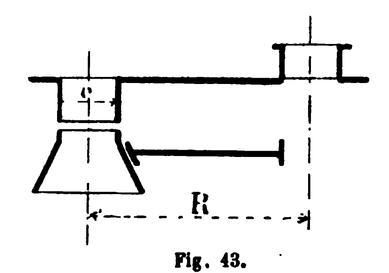


Fig. 43.

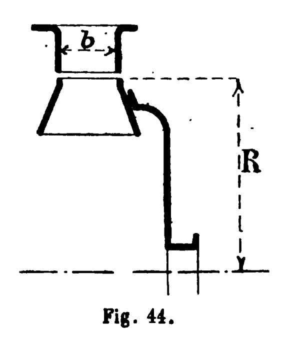


Fig. 44.

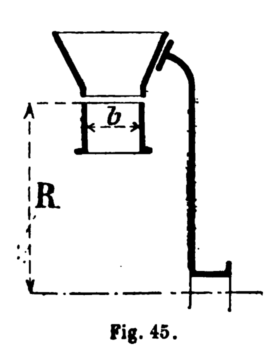


Fig. 45.

Or, le poids de la turbine et, par suite son prix, sont proportionnels, ou à peu près, à son rayon moyen R.

Il en résulte qu'il y a le plus grand intérêt, pour les constructeurs, à augmenter la largeur b et en conséquence à prendre $\frac{b}{R}$ aussi grand que possible.

C'est ce qu'ont bien compris les industriels américains en construisant leurs types de turbines, dans lesquels il n'est pas rare de voir :

$$\frac{b}{R} = 1$$

Si l'on compare ce rapport avec celui de Girard :

$$\frac{b}{R} = \frac{1}{10}$$

on arrive aux résultats suivants :

Turbines Girard :

$$b = \frac{R}{10}$$

$$r^2_g = \frac{10\,Q}{2\pi m \sin \alpha \sqrt{2g\,H}}$$

Turbines américaines :

$$b = R$$

$$r^2_a = \frac{Q}{2\pi m \sin \alpha \sqrt{2g\,H}}$$

Autrement dit, une turbine de Girard et une turbine américaine, pour la même hauteur de chute et le même débit, auront leur rayon R dans le rapport de $\sqrt{10}$ à 1.

C'est-à-dire qu'une turbine Girard sera au moins trois fois plus grande qu'une turbine américaine de même puissance.

On voit quelles conclusions il est possible de tirer de ces observations tant au point de vue de la dépense de premier établissement de la turbine elle-même qu'à celui des travaux d'aménagement qu'elle nécessite.

TROISIÈME PARTIE

TURBINES MIXTES

CHAPITRE PREMIER

CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES SUR LES TURBINES MIXTES.

La théorie que nous venons d'exposer est la théorie classique des turbines centripètes, telle qu'elle fut professée à l'Ecole Centrale des Arts et Manufactures par le regretté L. Vigreux. Elle permet l'établissement rationnel de moteurs à grand rendement, mais, elle exige, comme nos lecteurs ont pu s'en rendre compte, pour chaque chute et chaque débit, des calculs et des tracés spéciaux, des modèles nombreux, qui ont pour effet une élévation sensible des prix de revient.

Or, depuis quelques années, la construction des turbines hydrauliques a fait des progrès considérables tant sous le rapport de l'économie dans la fabrication que de la simplicité dans la construction et l'installation.

La plupart des constructeurs du continent se sont mis, sinon à étudier, du moins à construire les systèmes particuliers de moteurs hydrauliques que l'on a désignés sous le nom générique de « turbines américaines » et qui, nous le reconnaissons, présentent certains avantages réels sur les modèles créés chez nous par Fourneyron, Fontaine et Girard.

Mais ces avantages tiennent plûtôt à la construction plus simple et en même temps plus condensée des moteurs, qui en fait des appareils pour ainsi dire portatifs, qu'à une application nouvelle et plus rationnelle des principes connus de l'Hydraulique. La fabrication en séries est venue, d'autre part, simplifier les procédés de travail et diminuer les prix de revient, tout en rendant plus facile l'entretien, par la prompti-

tude avec laquelle il est possible de procéder au remplacement des organes avariés. Ces divers avantages sont loin d'être à dédaigner, mais c'est, à notre avis à eux seuls que l'on doit attribuer la vogue dont ont joui les « turbines américaines » dès leur apparition.

De ce succès soudain, doit-on conclure que les moteurs qui en ont été l'objet sont nettement supérieurs, à tous les points de vue, aux modèles différents construits auparavant ?

Certainement non, car bien des améliorations dans la construction des « turbines américaines » ont été apportées, par ceux qui furent les premiers à les préconiser, de *sentiment*, en laissant de côté certaines conditions théoriques dont la réalisation pratique aurait pourtant été facile.

Certains ont essayé de déduire cette supériorité d'une propriété soi-disant spéciale aux turbines centripètes qui leur permettrait de supporter, avec une diminution du rendement moindre que dans les autres classes de turbines, les variations de chute et de débit.

Cette propriété spéciale n'a pas été jusqu'ici démontrée par ceux qui s'en font un principe.

Bien au contraire, rien, dans la théorie des turbines tant centrifuges que centripètes, ne la vient justifier et tous les traités d'Hydraulique sont d'accord, en ce qui concerne plus particulièrement la question de variations des débits, pour reconnaître que les vannages, tels qu'ils sont le plus souvent appliqués aux turbines centripètes, ont pour effet, en étranglant les veines liquides, de diminuer sensiblement le rendement.

Notre opinion, est, du reste, qu'en Amérique, la question du rendement des moteurs a toujours dû être considérée comme secondaire.

Pour nous, qui ne disposons que de chutes d'eau à débit limité, cette question du rendement a toujours primé toutes les autres ; c'est pourquoi, durant de longues années, la construction de nos moteurs hydrauliques s'est faite presque toujours aux dépens du prix de revient, en appliquant à chaque appareil les règles et principes permettant d'obtenir la meilleure utilisation possible de l'énergie disponible, dans le cas spécial auquel il était appliqué.

Mais tel n'est pas le cas de l'autre côté de l'Océan ; on y dispose de volumes d'eau totalement inconnus dans nos contrées et, pour cette raison, on s'est justement préoccupé, moins de les utiliser avec le meilleur rendement désirable que de réduire au minimum les frais de première installation.

Les méthodes adoptées sont la déduction logique de cette dernière considération que l'établissement des moteurs en série pouvait seule

permettre de réaliser, étant donné qu'il s'agissait surtout de produire des appareils à bon marché s'appliquant *à peu près* aux divers cas d'installation.

Nous avons, au début de cette étude, tout en nous défendant d'avoir aucun parti pris vis-à-vis des constructions américaines, dont nous reconnaissons impartialement les avantages quand ils sont tangibles, déclaré que les chiffres de rendement fournis à leur propos ne devaient être admis que sous les plus expresses réserves.

Avant nous, M. G. Richard, dans sa magistrale étude sur la Mécanique Générale à l'Exposition de Chicago, a fait la même restriction et G.-A. Bodmer, *Traité des Moteurs hydrauliques* (traduction D.Farman), à propos de rendements de 87 et 90 % obtenus sur la turbine Risdon, à l'exposition Continentale de Philadelphie, déclare que le premier chiffre doit être accepté avec réserve et que le second est incompatible avec les dimensions du moteur.

Dans ces conditions, on peut, comme le déclare M. G. Richard, sans mettre en doute la compétence des expérimentateurs américains, ni l'exactitude relative de leurs résultats, ne pas admettre comme absolument démontrée la supériorité de rendement des turbines américaines.

Nous ne pouvons attribuer les écarts souvent sensibles entre les chiffres des rendements obtenus en Amérique et ceux constatés chez nous, qu'aux méthodes différentes d'évaluer les débits d'eau motrice, employés dans l'un et l'autre continent.

En Amérique les jaugeages sont le plus souvent effectués au moyen de déversoirs, en employant les coefficients résultant des expériences de Francis.

En France, on emploie plus fréquemment les flotteurs, les tubes de Pitot ou le moulinet de Woltmann.

Dans ce cas, on détermine, par exemple, les dimensions d'un certain nombre de sections le long du canal d'amenée, qui doit être aussi régulier et aussi rectiligne que possible, puis l'on cherche au moyen des appareils précités : flotteurs, tubes ou moulinet, la vitesse moyenne en chaque section.

La moyenne Ω des sections, multipliée par la moyenne v des vitesses fournit le débit Q par seconde.

Or, au cours d'essais suivis exécutés par nous, principalement sur la rivière d'Eure, il nous a été donné de constater personnellement un fait déjà signalé par plusieurs hydrauliciens : à savoir que le débit calculé ainsi que nous venons de le dire était supérieur au débit déterminé dans les mêmes conditions, mais en employant un déversoir.

De la moyenne des observations que nous avons faites, il résulte que le premier débit est au second dans le rapport de $\frac{100}{93}$.

D'autre part, la formule employée pour le calcul par déversoir est :

$$Q = mlh\sqrt{2gh}$$

l étant la largeur du déversoir ; h la hauteur d'eau sur le seuil ; m un coefficient dont la valeur a été déterminée expérimentalement, en France, par Poncelet et Lesbros, en Amérique, par Francis.

Les premiers, pour le cas d'un déversoir en mince paroi de $0^m,20$ de longueur et pour lequel la contraction existait sur la crête et sur les bords verticaux, ont trouvé que la valeur de m s'élevait de 0,385 à 0,424 pour des valeurs de h variant de $0^m,20$ à $0^m,01$.

Mais il est à remarquer que la contraction sur les bords verticaux doit avoir d'autant moins d'influence que la longueur du déversoir est plus grande ; cette déduction, tirée du phénomène de l'écoulement d'un liquide est confirmée par les expériences que fit Castel en 1835 et 1836, sous la direction de d'Aubuisson et qui donnèrent :

$$m = 0,443$$

quand la contraction latérale était évitée.

De ces diverses considérations, il résulte que la valeur de m à appliquer dans le cas de déversoirs d'une longueur variant de 3 à 4 mètres, est généralement prise égale à 0,43.

Les expériences de Francis ont été exécutées sur des déversoirs dans lesquels l a varié de 3 mètres à $4^m,25$; h s'élevant de $0^m,180$ à $0^m,480$ et la valeur de m déterminée par lui est :

$$m = 0,416$$

si donc Q_1 est le débit d'un moteur, mesuré en France au moyen des appareils généralement employés (flotteurs, tubes, moulinet), ce même volume, mesuré en Amérique par la formule de Francis, aura pour expression :

$$Q_1 = Q_1 \frac{93}{100} \times \frac{41,6}{43}$$

Et le rendement du moteur qui est donné par la formule :

$$R = \frac{T_u}{QH}$$

T étant le travail mesuré au frein sur l'arbre de la turbine ;
H la hauteur de chute ;

Q le débit du moteur à la seconde ;
sera, en France :

$$R_1 = \frac{T_u}{Q_1 H}$$

et en Amérique :

$$R_2 = \frac{T_u}{Q_2 H}$$

Q_2 étant plus petit que Q_1 il est facile de se rendre compte, *a priori*, que les Américains doivent trouver des rendements supérieurs à ceux obtenus chez nous.

On a d'autre part :

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{93 \times 41,6}{100 \times 48}$$

de telle sorte que le rendement de 85 %, par exemple, annoncé ordinairement par les Américains, ne serait trouvé en France que de :

$$\frac{85 \times 93 \times 41,6}{100 \times 48} = 76 \text{ \% en nombre rond}$$

chiffre à peu près d'accord avec la moyenne des rendements obtenus chez nous.

La réclame faite à grand bruit autour des avantages tant réels que supposés des turbines de construction américaine, les chiffres de rendement considérables annoncés par leurs constructeurs, ont eu pour effet d'obliger nos industriels, afin de conserver une industrie qui avait pris naissance et s'était développée chez nous, à adopter les méthodes de construction préconisées en Amérique.

Ils ont de ce fait établi des modèles français, qui ne le cèdent en rien aux meilleurs parmi ceux employés dans le Nouveau Continent.

Toutefois, pour que les types créés puissent satisfaire aussi bien que possible aux divers cas d'installation, beaucoup plus divers dans nos pays, les différents modèles ont été exécutés généralement en nombre plus considérable qu'ils ne le sont en Amérique. C'est ainsi que tels de nos constructeurs ont des séries de 45 à 50 types différents alors que, dans les meilleurs ateliers américains, le nombre des modèles n'est jamais supérieur à une vingtaine.

Il en résulte incontestablement une supériorité marquée pour les créations de nos constructeurs, dont l'adaptation peut se faire de façon plus exacte.

CHAPITRE DEUXIÈME

THÉORIE DES TURBINES MIXTES

Les turbines mixtes participent, nous l'avons dit, à la fois de la turbine parallèle et de la turbine centrifuge ou de la turbine centripète; mais c'est exclusivement à la combinaison de la turbine centripète et de la turbine parallèle que se sont livrés les constructeurs tant français qu'américains.

L'eau entre dans ces récepteurs par l'extérieur de la couronne mobile et se meut en se rapprochant d'abord de l'axe de rotation; puis elle prend progressivement un mouvement relatif parallèle à cet axe pour quitter ensuite les aubes et se répandre dans le bief d'aval.

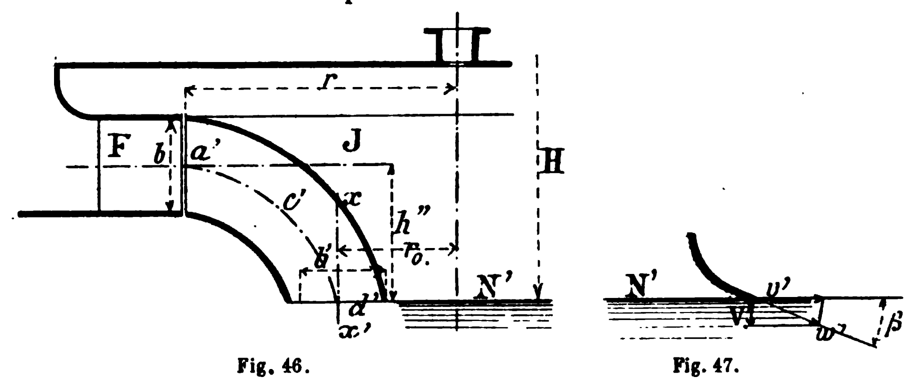


Fig. 46. Fig. 47.

Les figures 46, 47 et 48 indiquent par deux coupes la disposition schématique de la turbine mixte *centripète parallèle* : *acd*, *a'c'd'* sont les deux projections de la ligne moyenne d'une aube de la couronne mobile. En *a*, *a'*, le premier élément de l'aube est horizontal et tangent à la direction de *w*; en *d*, *d'*, le dernier élément forme avec le plan horizontal l'angle de sortie *β*.

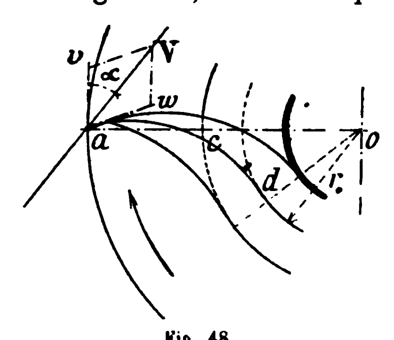


Fig. 48.

On voit tout de suite que la turbine mixte présente l'avantage d'autorégulation que nous avons signalé

pour la turbine centripète et qu'en même temps elle peut, comme la turbine parallèle, utiliser toute la chute sans être noyée dans le bief d'aval.

Les aubes sont à double courbure et, nécessairement, présentent un développement plus grand que dans les turbines des autres systèmes.

Si nous adoptons les mêmes notations que pour la turbine centripète et si nous nous imposons la condition :

$$\frac{p_o}{\delta} = \frac{p_a}{\delta}$$

(la couronne mobile tournant à fleur du niveau d'aval $h' = 0$), nous aurons :

1° *Vitesse absolue de l'eau à son entrée dans la couronne mobile* :

$$V^2 = 2g\,(H - h'') \qquad (63)$$

2° *Vitesse relative d'entrée de l'eau dans la couronne mobile :*

$$w^2 = V^2 + v^2 - 2\,Vv \cos\alpha \qquad (64)$$

3° *Vitesse relative de l'eau à sa sortie de la couronne mobile* :

$$w'^2 = w^2 + v'^2 - v^2 + 2g\,h'' \qquad (65)$$

et, comme :

$$v = v' \times \frac{r}{r_o}$$

et

$$v' < v$$

$$w'^2 = w^2 - v'^2\left(\frac{r^2}{r'^2} - 1\right) + 2g\,h'' \qquad (66)$$

4° *Vitesse absolue de l'eau à sa sortie de la couronne mobile* :

$$V'^2 = w'^2 + v'^2 - 2\,w'\,v' \cos\beta$$

5° *Rendement théorique de la turbine* :

$$R = 1 - \frac{V'^2}{2g\,H}$$

On en déduit, comme nous l'avons fait pour la turbine centripète :

$$R = 1 - \frac{b}{b'}\,\text{tg}\,\alpha\,\frac{1}{2}\,\text{tg}\,\beta \qquad (67)$$

Le rendement pratique de la turbine mixte n'est pas plus élevé que celui des autres catégories de récepteurs.

Le maximum du rendement correspond généralement, dans les moteurs bien établis, au débit total : c'est le cas de toutes les diverses classes de turbines, mais ce rendement s'abaisse plus ou moins rapidement suivant que les vannages réglant la dépense d'eau motrice sont plus ou moins rationnels.

On peut appliquer à la turbine mixte les vannages partiels et l'hydropneumatisation ; elle peut être montée à axe horizontal et être installée, comme la turbine Jonval, en un point intermédiaire de la chute, entre le niveau d'amont et le niveau d'aval.

Le théorème des turbines semblables, énoncé par L. Vigreux (*Hydraulique appliquée*, p. 338) est applicable aux turbines mixtes.

Nous rappelons à ce propos que deux turbines sont semblables lorsque les angles d'entrée et de sortie de l'eau α et β ont respectivement des valeurs égales et lorsque les rapports

$$\frac{v}{V} \text{ et } \frac{b}{r}$$

sont les mêmes.

Il en résulte qu'elles ont même rendement théorique et que toutes leurs dimensions homologues sont proportionnelles.

Si r est le rayon d'une turbine dépensant un volume Q sous une chute H ;

r' le rayon d'une autre turbine, semblable à la première, dépensant, par seconde, un volume Q' sous une chute H', on a :

$$r' = r\sqrt{\frac{Q}{Q}\sqrt{\frac{H'}{H}}} \qquad (68)$$

Lorsqu'on a calculé r' par cette relation, toutes les autres dimensions de la turbine s'en déduisent.

Ainsi, lorsqu'on aura établi une turbine et que, par expérience, on aura reconnu qu'elle fonctionne dans les conditions prévues et que son rendement est bien celui sur lequel on avait compté, cette turbine peut servir de type et toutes les autres s'en déduisent par de simples régles de proportion, sauf les légères modifications qui peuvent résulter de variations dans le nombre et les épaisseurs des aubes.

L'application du théorème de la similitude est donc précieuse pour les constructeurs de turbines.

CHAPITRE TROISIÈME

TRACÉ DES AUBES DES TURBINES MIXTES

1° *Couronne directrice.*

Nous avons vu, par quelques-uns des divers types de turbines centripètes donnés précédemment, que, assez fréquemment les directrices de la couronne fixe affectent la forme rectiligne et que, dans ce cas, leur premier élément n'est pas normal à la circonférence extérieure de ladite couronne.

Cette construction qui se rapproche sensiblement de celle suivie pour les directrices des turbines horizontales à enveloppe en spirale, ne présente aucun inconvénient lorsque les dimensions de la chambre d'eau sont assez grandes pour que l'on puisse considérer comme nulle la vitesse de l'eau à l'entrée du distributeur.

Dans les turbines mixtes, toutes les aubes sont rectilignes et leur tracé s'effectue ainsi qu'il suit :

Il convient tout d'abord de déterminer le diamètre du tube d'évacuation de la turbine; on le fait le plus souvent en se donnant la perte due à la vitesse absolue V' avec laquelle l'eau quitte la couronne mobile.

Si cette perte est fixée, par exemple, à 4 % du travail théorique total, la vitesse à la sortie aura pour expression :

$$V'^2 = 0{,}04 \times 2g\,H$$

ou

$$V' = 0{,}2\sqrt{2g\,H} = 0{,}886\sqrt{H} \qquad (69)$$

La section du tuyau d'évacuation devra donc être :

$$S = \frac{Q}{V'} = \frac{Q}{0{,}2\sqrt{2g\,H}}. \qquad (70)$$

on en déduit le rayon r' :

$$r_1 = \sqrt{\frac{Q}{0{,}2\pi\sqrt{2g\,H}}} \qquad (71)$$

On fait généralement le rayon intérieur r' de la turbine égal à $0{,}85\,r$:

$$r' = 0{,}85\,r$$

Si la turbine est une turbine à action, la vitesse V à la sortie du distributeur est :

$$V = \sqrt{2gH}$$

n étant le nombre des directrices ;
ε leur épaisseur ;
α l'angle d'entrée de la couronne mobile ;
la section de sortie du distributeur doit satisfaire à la relation :

$$Q = m \times (2\pi r \sin \alpha - n \varepsilon)\, b \sqrt{2gH} \qquad (43\ bis)$$

On peut adopter pour *m* (voir page 32) des valeurs variant de 0,80 à 0,95, suivant la matière dont sont constituées les aubes et le poli plus ou moins parfait de leurs surfaces, et déterminer ainsi la valeur de *b*.

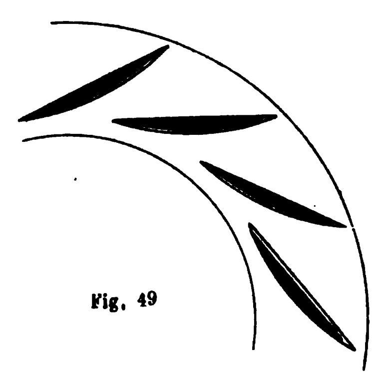


Fig. 49

Si la turbine est *à réaction*, on doit se fixer le degré de réaction K on a alors : (voir page 50).

$$V = 0{,}8 \text{ à } 0{,}9\ K \sqrt{2gH}$$

nous avons trouvé d'autre part, pour K, la valeur

$$K = \frac{0{,}707}{\cos \alpha}$$

il en résulte que, si par exemple :

$$\alpha = 20^\circ,$$

$$K = \frac{0{,}707}{\cos 20^\circ} = \frac{0{,}707}{0{,}940} = 0{,}751$$

d'où $V = 0{,}85 \times 0{,}751 \sqrt{2gH} = 0{,}638 \sqrt{2gH}$ (en moyenne).

La section de passage du distributeur doit donc satisfaire à la relation :

$$Q = (2\pi r \sin \alpha - n\varepsilon)\, b \times 0{,}638 \sqrt{2gH}$$

(il a été tenu compte de la contraction dans l'expréssion de la valeur de V, où m a été pris égal à 0,85).

On déduit facilement de cette relation la valeur de b.

Il ne reste plus qu'à diviser la circonférence de rayon r en autant de parties égales que le distributeur doit comporter d'aubes et à tracer celles-ci, en leur donnant sur la circonférence intérieure une inclinaison :

$$\alpha = 20^\circ$$

Pour diminuer la contraction à l'entrée de la couronne fixe, on donne généralement aux aubes une section lenticulaire (fig. 49); d'autres fois, on les arrondit légèrement vers l'intérieur, ainsi qu'il est indiqué figure 50.



Fig. 50

Le nombre des directrices varie avec le diamètre de la turbine; il est généralement de 20 à 26 pour des turbines d'environ 1 mètre de diamètre.

Tracé des aubes mobiles. — Si on fait

$$v = V \cos \alpha$$

on aura, pour le cas de la réaction :

$$v = 0{,}636 \sqrt{2gH} = 2{,}817 \sqrt{2gH}$$

valeur indépendante de α, que nous avons déterminée à propos des turbines centripètes, page 53.

Connaissant v et r, le nombre de tours N a pour expression :

$$N = \frac{30v}{\pi r} = \frac{30 \times 0{,}636 \sqrt{2gH}}{\pi r} = \frac{30 \times 0{,}636 \sqrt{2g}}{\pi} \times \frac{\sqrt{H}}{r} = 54 \frac{\sqrt{H}}{r}$$

La détermination du nombre de tours permet de calculer, au point de vue de la résistance des matériaux, le diamètre de l'arbre et le moyeu de la turbine.

Le tracé de l'aubage s'effectue en traçant à l'entrée de la couronne mobile le triangle des vitesses dans lequel on connaît α ($\alpha = 20^\circ$ pour le cas qui nous occupe) v et V. Il est donc facile de déterminer w en grandeur et direction. Cette détermination est faite sur la figure 51.

L'arête de l'aube projetée en *a* est généralement verticale; quelques constructeurs la font légèrement inclinée en sens inverse du mouvement pour mieux diriger l'eau vers la sortie de la turbine.

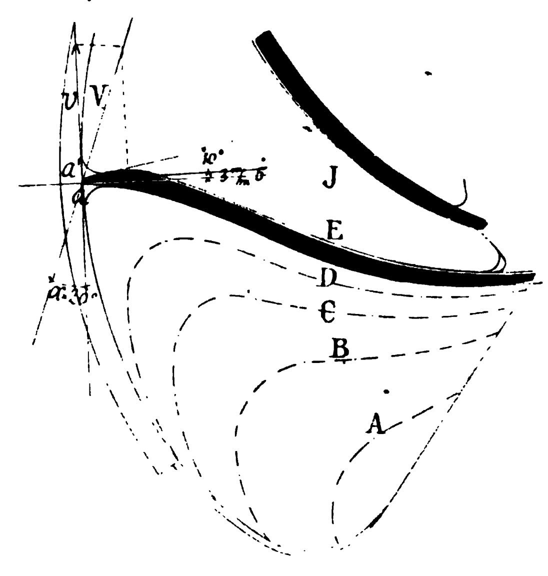


Fig. 51.

Quoiqu'il en soit, le premier élément de la face intérieure de l'aube doit être tangent à la direction de w; la face extérieure peut être tracée comme nous l'avons indiqué à propos des turbines centripètes :

On mène à w une parallèle distante de 3 à 4 millimètres, avec laquelle on fait un angle de 10°; le premier élément doit être tangent au côté *a'm* de cet angle.

En ce qui concerne la détermination de la forme des aubes à la sortie, on est obligé d'opérer ainsi qu'il va être expliqué :

On se donne le profil vertical de l'aube (fig. 52) et on détermine ensuite sa projection horizontale.

Dans ce but, on partage la largeur AA' de l'aube en un certain nombre de parties égales, puis on calcule quelles sont les vitesses théoriques de sortie dans chacun des anneaux cylindriques, concentriques à l'axe de rotation, correspondant aux divisions précitées.

Cette détermination se fait comme il suit :

Il y a lieu de remarquer tout d'abord que l'eau, à son entrée dans la turbine, est animée de la vitesse relative w dont l'expression est :

$$w = \mathrm{V} \sin \alpha = 0{,}638 \sqrt{2g\mathrm{H}} \sin 20° = 0{,}342 \times 0{,}638 \sqrt{2g} = 1{,}025 \sqrt{\mathrm{H}}$$

L'eau introduite dans la couronne mobile et en mouvement relatif sur l'aube que nous considérons, est soumise aux trois actions suivantes :

1° à la vitesse relative w;

2° à la pression $\frac{H}{2}$ due à la réaction;

3° à la force centrifuge.

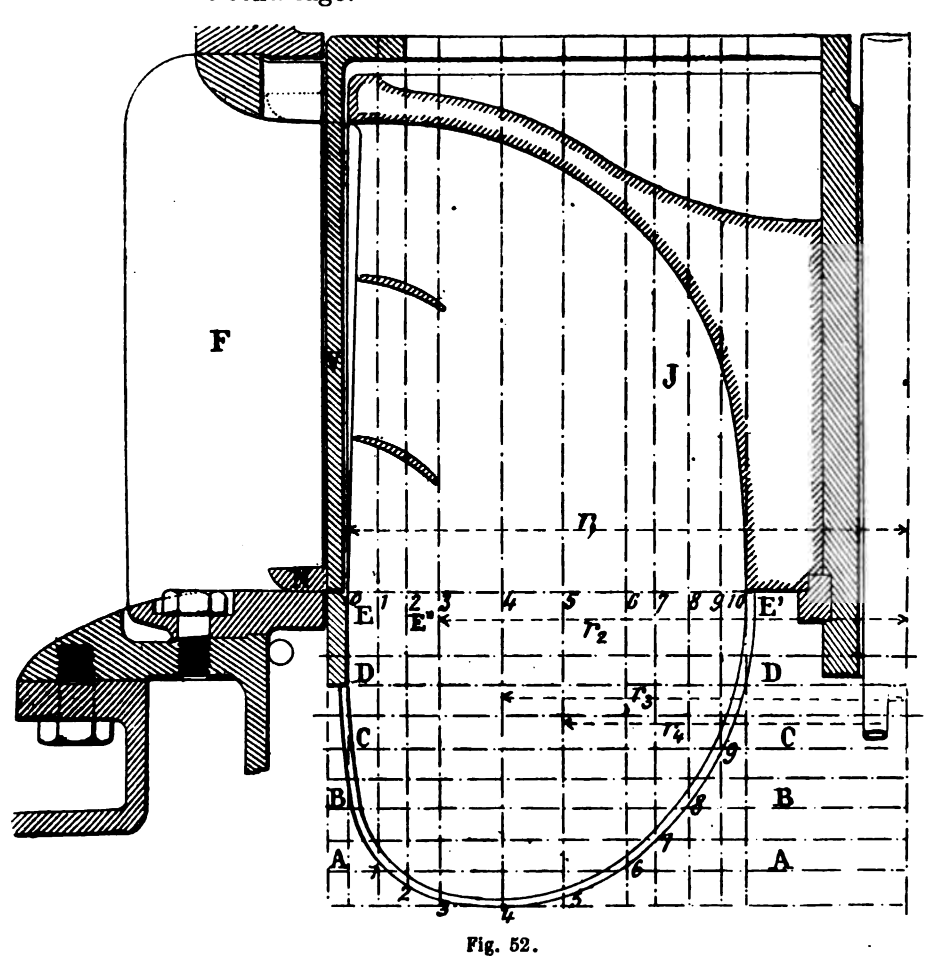


Fig. 52.

Le travail de cette dernière est de sens inverse aux deux autres, puisque les molécules liquides vont en se rapprochant de l'axe de rotation.

De sorte que, si nous considérons la partie de l'aube comprise entre les deux cylindres, de rayon moyen r_1, passant par les points E et E" et si nous appelons :

v_1 la vitesse des points de l'aube situés à r_1 de l'axe de rotation ;

w'_1 la vitesse relative de l'eau à la sortie de l'élément d'aube considéré,

nous aurons :

$$w'^2_1 = w^2 + V_1^2 - v^2 \left(2g \times \frac{H}{2}\right)$$

Or, dans le cas actuel,

$$w^2 = (1,025 \sqrt{H})^2 = 1,05 \text{ H}$$
$$v = (2,817 \sqrt{H})^2 = 7,94 \text{ H}$$

par suite :

$$w'^2_1 = 1,054 + V_1^2 - 7,94 \text{H} + 9,81 \text{H} = 2,92 \text{H} + V_1^2 \qquad (72)$$

On verrait de même que pour le cylindre de rayon r_2, la vitesse à la sortie a pour expression :

$$w'^2_1 = 2,92 \text{H} + V_2^2$$

V_2 représentant la vitesse des points de l'aube situés sur la circonférence de rayon r_2.

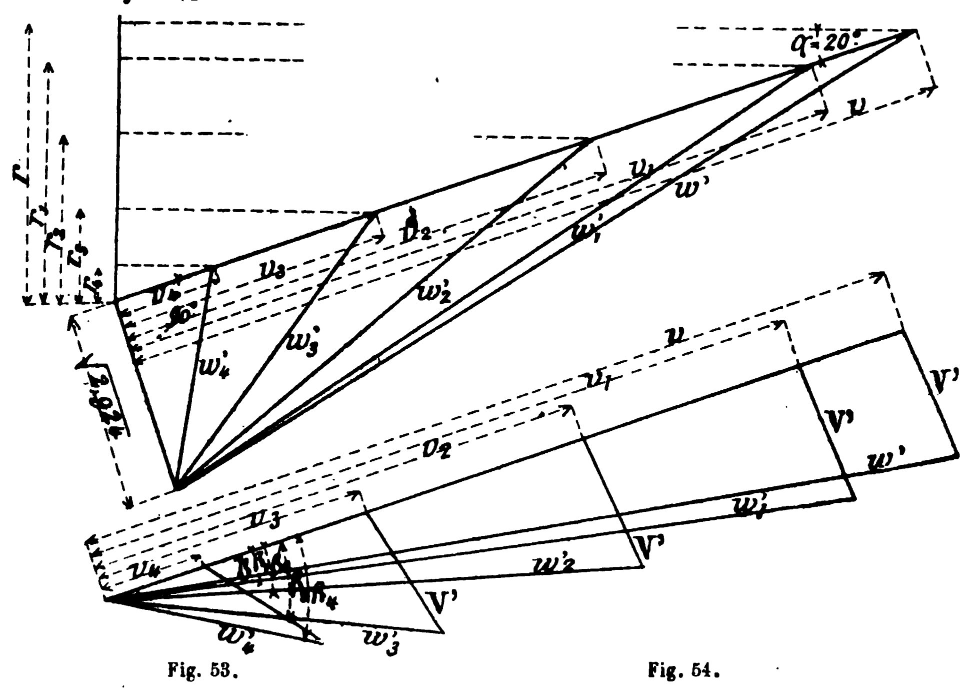


Fig. 53. Fig. 54.

On trouverait de la même façon les expressions des vitesses de sortie pour tous les autres points de division.

Or, les valeurs de V_1, V_2, V_3, etc. sont proportionnelles aux rayons r_1, r_2, r_3, etc., il en résulte que l'on peut facilement obtenir w'_1, w'_2, w'_3, etc.

Ces vitesses peuvent être établies très simplement par une construction graphique, en considérant qu'elles représentent l'hypothénuse

d'une série de triangles rectangles ayant un côté de l'angle droit commun, $\sqrt{2.92H}$ et dont les autres côtés ont respectivement pour longueurs V_1, V_2, V_3, etc.

La figure 53 indique cette construction. Connaissant w'_1, w'_2, w'_3, etc., il faut composer ces vitesses avec la vitesse absolue V' que nous avons prise dès le début égale :

$$0{,}886 \sqrt{H}$$

pour obtenir les angles de sortie de l'eau aux rayons r_1, r_2, r_3, etc., considérés. La construction graphique, figure 54, fournit en grandeur les angles β_1, β_2, β_3, etc.

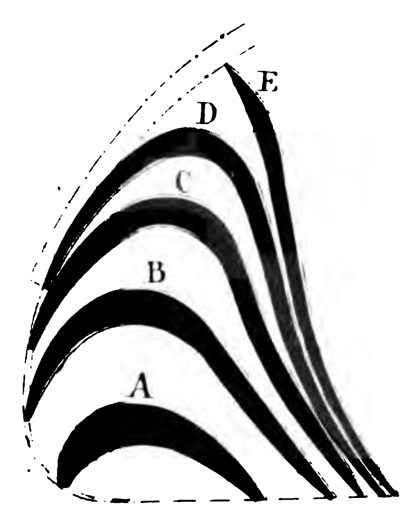


Fig. 55.

En développant les cylindres de rayons r_1, r_2, r_3, etc. et observant, en chaque point de sortie l'angle que doit faire le dernier élément avec la tangente au même point, on détermine ainsi la courbe limitant la projection horizontale de l'aube.

La surface de l'aube tracée, il faut vérifier si la section de passage laissée libre à la sortie est suffisante pour permettre l'écoulement du débit Q. Cette vérification s'effectue en développant la section laissée libre entre deux aubes consécutives, en sectionnant ce développement de manière à appliquer à chaque section l'une des vitesses relatives de sortie w_1, w_2, w_3, etc., déterminées auparavant. Afin de tenir compte du frottement sur les aubes ainsi que des remous, on diminue les valeurs théoriques de ces vitesses de 15 à 20 %. Selon que le débit ainsi obtenu est inférieur ou supérieur à Q, on modifie le tracé de l'aubage, de manière à augmenter ou à réduire la section.

Ainsi qu'il est facile de s'en rendre compte, le tracé d'une aube de turbine mixte est très complexe et hérissé de difficultés; pour ces raisons, il n'est guère possible de l'exécuter « au sentiment » comme on le fait généralement en Amérique.

La figure 55 représente les coupes horizontales faites en différents points de la hauteur de l'aube (fig. 52).

Les tracés précédents nous ont été obligeamment fournis par M. Schabaver.

CHAPITRE QUATRIÈME

TURFINES MIXTES A AXE HORIZONTAL

Le tracé des turbines mixtes à axe horizontal s'effectue de la même façon que celui des turbines à axe vertical. Nous nous contenterons donc de donner, par les figures 56 et 57, l'exemple d'un tracé relatif à une turbine de ce genre. Cet exemple est celui d'un récepteur construit par MM. Brenier et Neyret.

Il se rapporte à une turbine débitant 400 litres sous $7^m,50$.

Fig. 56.

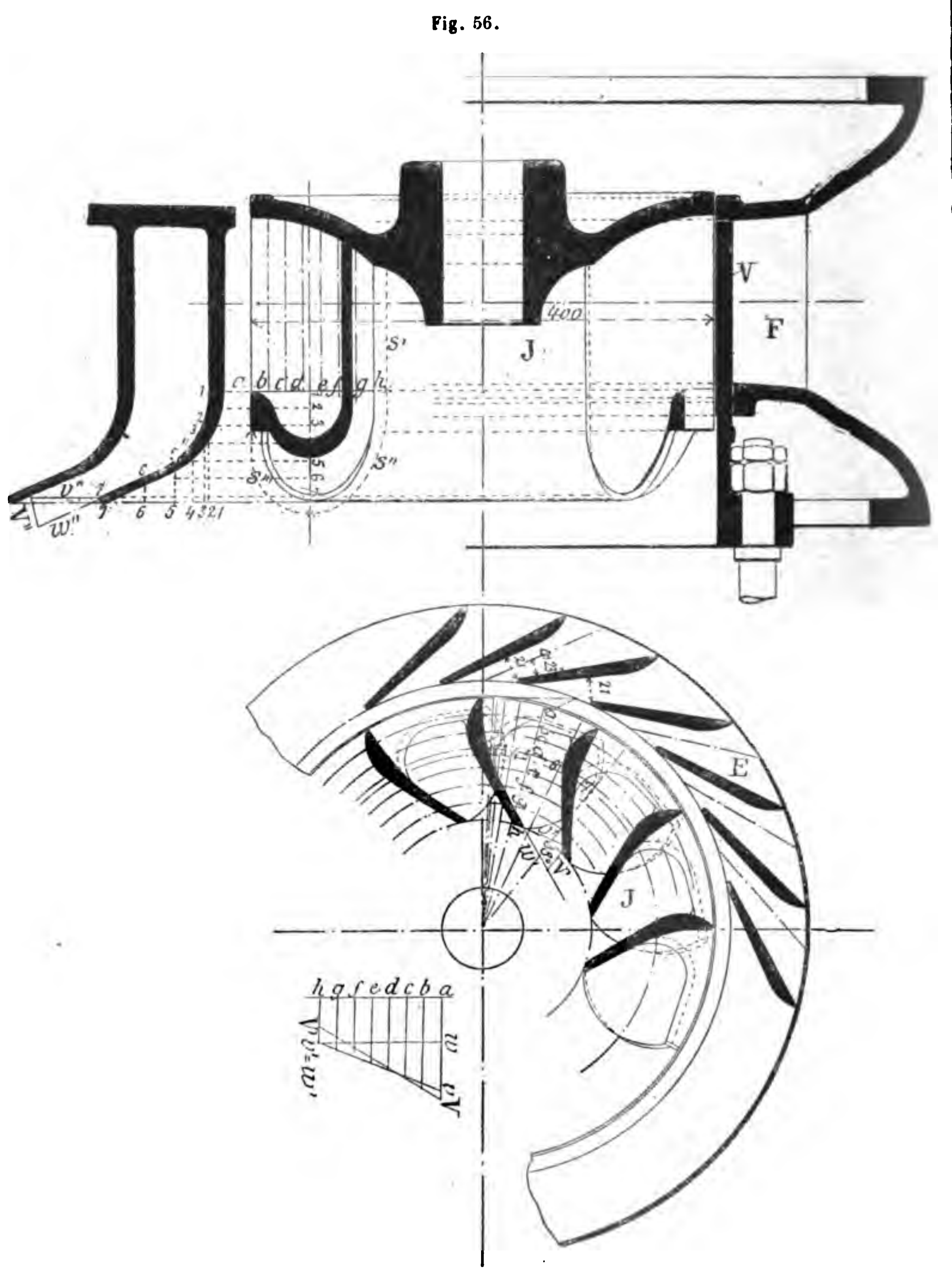


Fig. 57.

CHAPITRE CINQUIÈME

EXAMEN DES AVANTAGES ET DES INCONVÉNIENTS DES TURBINES MIXTES.

On peut dire que les turbines mixtes construites actuellement sont définies par les caractéristiques suivantes :

1° Le rapport $\frac{b}{r}$, de la hauteur de la couronne directrice au rayon de la couronne mobile est toujours considérable;

2° L'angle β, de sortie de l'eau des aubes mobiles est faible;

3° Le périmètre de sortie de l'eau des aubes mobiles est généralement curviligne et aussi grand que possible.

4° Les aubes mobiles sont constituées par des surfaces hélicoïdales ou ellipsoïdales, en forme de cuillères, présentant une faible résistance au mouvement dans la colonne liquide formée, à l'aval, par la sortie de l'eau motrice.

5° enfin, mais ceci n'existe pas en général dans toutes les turbines mixtes, il y a entre la couronne directrice et la couronne mobile un jeu considérable, dans lequel est placé le vannage servant à régler le débit.

Nous allons examiner chacune de ces caractéristiques et nous verrons successivement quels sont les avantages et les inconvénients qui peuvent s'en déduire.

1° *Rapport* $\frac{b}{r}$

Nous avons indiqué précédemment, lors de l'étude des turbines centripètes, l'avantage énorme résultant, au point de vue des dimensions, de l'augmentation du rapport $\frac{b}{r}$ qui, dans les turbines Girard est pris, au maximun, égal à 0,1. Il y a donc lieu, pour l'économie de la construction, de faire $\frac{b}{r}$ aussi grand que possible ; en Amérique on lui donne souvent une valeur se rapprochant sensiblement de l'unité.

2° *Angle β de sortie de l'eau très faible.* — Au point de vue des avantages à en déduire, il faut considérer cette caractéristique avec les deux suivantes.

3° *Périmètre de sortie très grand.*

7

4° *Aubes à plusieurs courbures.* — Toutes les aubes mobiles des turbines Girard sont constituées par des surfaces réglées, cylindriques ou conoïdales ; le périmètre de sortie *ab* est toujours rectiligne et sa longueur est égale à la largeur, à la sortie, de la couronne mobile (fig. 58).

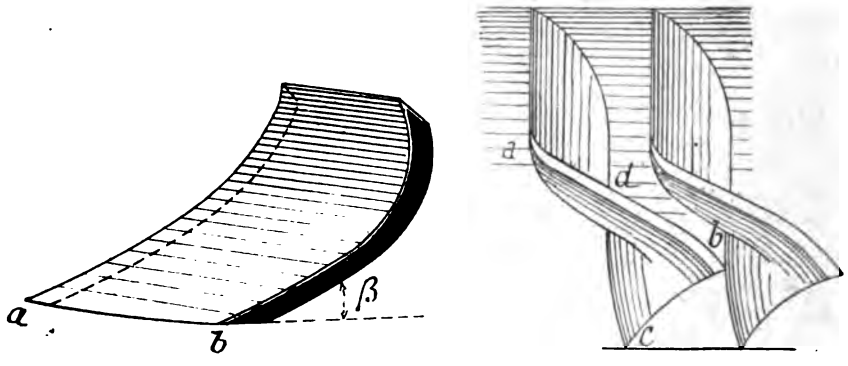


Fig. 58. Fig 59.

Cette longueur, avec le passage ou plus courte distance entre deux aubes consécutives, constitue la section de sortie. Pour ne pas l'exagérer outre mesure, il est nécessaire d'avoir, pour la vitesse de sortie, une valeur suffisante permettant une évacuation convenable de l'eau motrice ; on ne peut donc trop diminuer β.

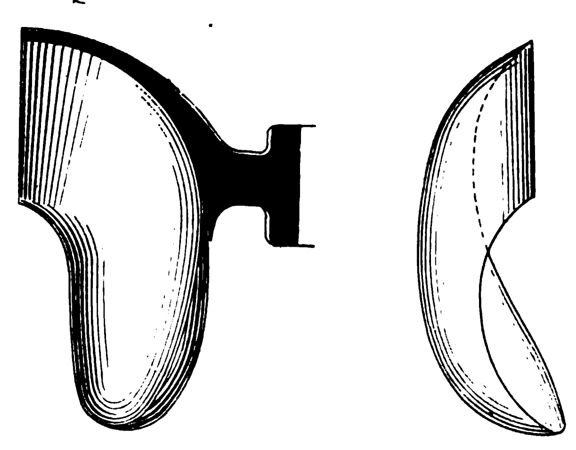


Fig. 60.

Dans les turbines mixtes, les aubes affectent soit la forme hélicoïdale (fig. 59) soit la forme de cuillères (fig. 60). Pour ces deux modèles, les plus fréquents, et auxquels du reste tous les autres peuvent se rapporter, le périmètre de sortie *abcd* est curviligne et présente un grand développement. Il en résulte que la section de sortie est considérable et que l'angle β peut être très faible.

Ce genre d'aubage, particulièrement celui en cuillère, présente moins de résistance par suite de sa forme convexe, lorsque la couronne mobile est noyée dans l'eau d'aval.

Les aubes mobiles des turbines mixtes sont généralement fondues à part et ajustées ensuite, par divers dispositifs, sur le moyeu de la couronne mobile.

Ce procédé de fabrication des aubes permet, de les couler dans certains cas, en bronze phosphoreux, de façon à réduire leur épaisseur au strict nécessaire pour la résistance et l'usure. Il présente en outre l'avantage de permettre de donner facilement aux aubages le poli particulier qui diminue le frottement de l'eau pendant la traversée des aubages mobiles.

De plus, la forme particulière des aubages des turbines mixtes permet de réduire de façon appréciable le nombre des modèles.

Avec les tracés de Girard qui cherchent toujours à réaliser la condition d'avoir un rapport convenable, donnant le maximum de rendement, entre la vitesse V de sortie de l'eau du distributeur et la vitesse v, on est presque forcé d'avoir un modèle de turbine pour chaque débit et chaque hauteur de chute.

Mais dans les turbines mixtes qui fonctionnent toutes ou presque toutes à réaction, on s'inquiète peu du rapport $\frac{v}{V}$; dans la plupart des tracés d'aubes, la direction de w est perpendiculaire à v de telle sorte que :

$$\frac{v}{V} = \cos \alpha \qquad \text{(fig. 61)}$$

tandis que la méthode de Girard donne :

$$\frac{v}{V} = \frac{1}{2 \cos \alpha} \qquad \text{(fig. 62)}$$

Cette relation n'influe du reste aucunement sur le rendement du moteur et intéresse seulement sa vitesse.

De ce que les premiers éléments des aubes mobiles sont toujours normaux à la circonférence extérieure de la couronne mobile et de ce que le périmètre de sortie est toujours plus que suffisant pour le débit normal, il résulte qu'un même tracé d'aubages peut être employé pour des débits variant dans des limites assez rapprochées, alors que, dans les turbines de Girard, les passages entre les aubes mobiles et la courbure de ces aubes varient pour chacun des débits particuliers à utiliser.

5° *Jeu existant entre les deux couronnes.* — On s'est toujours efforcé, dans la construction de tous les genres de turbines, de réduire au mi-

nimum le jeu entre les couronnes mobile et directrice. Nous voyons au contraire, dans les turbines mixtes, les deux couronnes éloignées de façon à pouvoir passer entre elles la vanne cylindrique servant au réglage du débit. Que peut-il résulter de cet écartement anormal ?

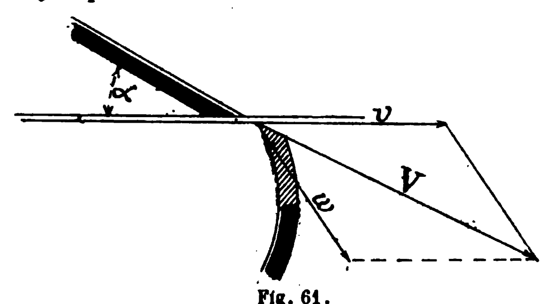


Fig. 61.

La question a été controversée sans pourtant qu'il ait été possible de conclure, de façon positive, si l'influence du jeu sur le rendement du moteur était bonne ou mauvaise.

En ce qui nous concerne personnellement, nous ne croyons pas que l'écartement entre les directrices soit très préjudiciable au fonctionnement de la turbine.

Nous avons expliqué précédemment, à propos des turbines centripètes, que l'épaisseur non négligeable des aubes fixes et mobiles crée, au droit de chacune d'elles, des remous qui vont en se déplaçant avec la couronne mobile et sont un obstacle à l'entrée de l'eau dans les aubages.

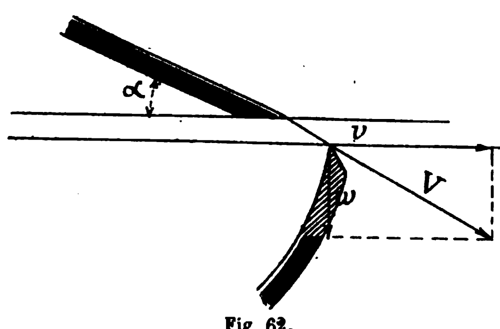


Fig. 62.

En ménageant entre la couronne fixe et la couronne mobile un jeu assez considérable, pouvant aller jusqu'à 30 millimètres, on crée ainsi un anneau liquide à l'intérieur duquel viennent se perdre et s'atténuer les remous auxquels donne lieu l'épaisseur des aubes. L'entrée de l'eau dans la couronne mobile peut donc, de ce fait, s'effectuer avec plus de facilité.

De plus, les veines liquides qui s'échappent des canaux directeurs,

à cause du grand espace séparant les deux couronnes, n'entrent pas directement dans les aubes, ils se fondent les uns dans les autres et on peut à la rigueur considérer l'anneau liquide qu'ils forment comme animé d'une vitesse qui est la résultante de la vitesse de sortie de l'eau de la couronne directrice de la vitesse de rotation de la roue. De sorte que les couches liquides en contact avec la couronne mobile possèdent une vitesse qui est précisément égale à la vitesse relative w que doit posséder l'eau à l'entrée dans les aubes mobiles. Cette entrée peut donc se faire sans chocs, en filets continus. Le guidage imparfait des veines liquides à la sortie des directrices ne donne donc lieu à aucune perturbation pouvant affecter le rendement du moteur.

A côté de ces avantages marqués, les turbines mixtes présentent un certain nombre d'inconvénients qu'il nous faut signaler.

Les plus graves tiennent aux pivots et aux vannages de réglage du débit ; ces deux questions ont une importance assez grande pour que nous les traitions un peu plus loin dans un chapitre spécial.

Elles en possèdent d'autres :

Le tracé de leurs aubes présente nous l'avons vu, de grandes difficultés d'exécution. Il exige, pour que la puissance motrice des chutes soit utilisée avec un bon rendement, des tâtonnements nombreux au cours desquels on est souvent enclin à perdre de vue les règles théoriques les plus élémentaires.

Le développement considérable des aubes a pour effet une augmentation notable du frottement de l'eau, pendant son écoulement dans la couronne mobile. De plus, ces turbines ne permettent pas l'utilisation des grandes chutes à faible débit par suite de la grande vitesse qu'elles atteindraient ; en outre elles se prêtent mal aux variations de volume d'eau motrice.

En résumé, les turbines mixtes n'ont aucune supériorité de rendement, en pleine charge, sur les autres classes de turbines ; au contraire, à débit réduit, par l'effet des vannages régulateurs ordinairement employés, leur rendement diminue notablement.

Par contre, elles présentent une supériorité très nette tant au point de vue de leur prix d'établissement que de leurs dimensions plus réduites et de la facilité de leur installation.

CHAPITRE SIXIÈME

PIVOTS ET VANNAGES DES TURBINES MIXTES

§ 1. — *Pivots.*

La simplicité de construction que présentent les turbines mixtes actuelles les a fait doter, dans le but d'éviter l'arbre creux des turbines parallèles à axe vertical, d'un pivot noyé, du genre de celui dont étaient pourvues les premières turbines de Fourneyron et de Jonval-Kœchlin.

Ce pivot, qui, dans la suite, fut abandonné par nos constructeurs, nous est revenu d'Amérique aussi simplifié que nos turbines : l'arbre vertical portant la couronne mobile ne tourne plus sur grains d'acier, mais sur un simple champignon en gaïac ; le graissage des surfaces frottantes que Fourneyron s'était efforcé de réaliser dans son modèle, est supprimé et le soin de la lubrification est laissé à l'eau du bief d'aval.

L'organe ainsi constitué est évidemment d'une construction plus économique que le pivot en l'air de Fontaine, mais est-il susceptible de remplacer ce dernier dans tous les cas ?

A ce sujet, nos constructeurs forment deux camps d'avis absolument opposés : les uns tiennent pour le pivot noyé en bois, les autres pour le pivot en l'air.

Pour l'un comme pour l'autre, nous sommes en possession de références établissant que leur fonctionnement ne laisse pas à désirer.

Nous ne songeons donc nullement à prendre parti pour l'un contre l'autre. Seulement, d'expériences et de constatations personnelles qu'il nous a été donné de faire, nous en avons déduit les considérations qui vont suivre :

Le pivot noyé de Jonval a été abandonné à cause des difficultés que présentait son entretien et son accès : il faut, en effet, vider le bief d'aval, non seulement, pour le changement des grains d'acier usés, mais aussi pour le réglage et pour *la surveillance* du pivot.

Nous estimons qu'un organe aussi important a besoin d'être examiné de temps à autre : il nous semble qu'à ce point de vue, le retour au

pivot noyé, qu'il soit à champignon de gaïac ou à grains d'acier, n'est pas un progrès.

Il nous a été donné de nous rendre compte que, si dans certains cas, le pivot en bois pouvait résister durant de longues années au frottement exercé par l'arbre vertical de la turbine, dans d'autres cas, le champignon de gaïac était détérioré en quelques heures. L'usure était souvent inégale et il en est résulté quelquefois un désaxement de la turbine et un accident d'une certaine gravité.

Cette détérioration rapide des pivots peut tenir à deux causes :

1° A un montage défectueux ; c'est le cas le plus rare, nous le reconnaissons, les nombreuses installations faites depuis quelques années par nos constructeurs leur permettent de réaliser la perfection à ce point de vue spécial ;

2° A une mauvaise qualité des bois employés ; c'est là un défaut dont il n'est pas toujours facile de se rendre compte, aussi lui attribuons-nous plus qu'aux montages défectueux, les usures anormales qui nous ont été signalées dans quelques circonstances.

L'emploi du pivot de bois exige que celui-ci soit toujours immergé dans le bief d'aval, car son refroidissement ne serait qu'incomplètement assuré par les projections de l'eau quittant les aubes de la couronne mobile.

Il faut donc disposer la turbine de manière à ce que le niveau à l'aval ne s'abaisse jamais au-dessous du pivot ; c'est une sujétion gênante dans certains cas.

Le pivot en gaïac ne saurait non plus convenir dans de cas d'eaux boueuses ou chargées de graviers ; il exige donc une eau d'une propreté assez grande car l'introduction de parcelles vaseuses ou calcaires entre les surfaces frottantes aurait pour effet une usure rapide du champignon de gaïac.

Le pivot en l'air du type Fontaine n'est, pas plus que le précédent, exempt d'inconvénients.

Sans doute son accès, son réglage et son entretien sont faciles, mais sa construction présente une complication qui n'est pas en rapport avec la simplicité de la turbine mixte.

De plus, il exige un arbre creux en fonte qui doit être guidé à la partie inférieure, sur l'arbre fixe, pour empêcher tout déplacement latéral de la roue. C'est un frottement supplémentaire, dont la lubrification n'est guère possible, et qui peut donner lieu à une usure si le travail moteur est réparti inégalement autour de la couronne mobile.

En résumé, les pivots noyés ont pour eux l'avantage d'une grande simplicité de construction sur les pivots en l'air, mais ils exigent :

1° Un montage soigné;

2° Un choix judicieux des matières premières ;

2° D'être toujours immergés à l'aval;

4° De ne pas être employés dans le cas d'eaux sales ou chargées de graviers.

Pour ces diverses raisons, nous estimons que l'application des pivots en bois doit surtout être faite aux petites et moyennes turbines en satisfaisant aux conditions ci-dessus.

Les pivots en l'air du genre Fontaine peuvent être employés sur tous les modèles de turbines mixtes, mais leur application est plus économique aux grandes turbines.

Nous estimons toutefois qu'un pivot accessible, plus simple que celui employé actuellement et supprimant l'emploi de l'arbre creux serait à préférer aux deux précédents.

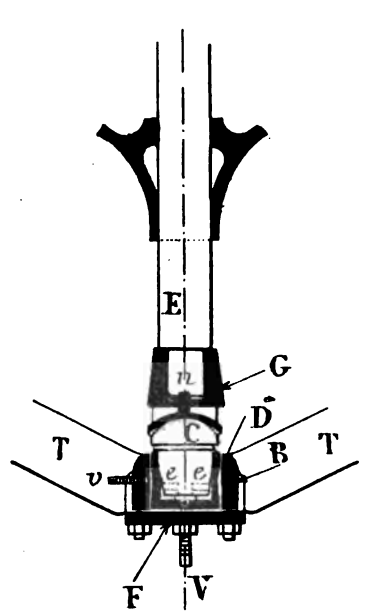


Fig. 63. — Pivot noyé, en bois de Gaïac.

Pivots en bois de gaïac. — La figure 63 donne le dessin du pivot de la turbine Hercule-Progrès (Singrün, constructeur à Épinal).

Ce pivot est constitué par une boîte B, venue de fonte avec les traverses T, dont le fond F est amovible et boulonné sur la boîte.

Le champignon de gaïac C est fixé à la crapaudine D par un emmanchement conique; des ergots *e*, venus avec le fond de la crapaudine, empêchent le champignon de tourner dans celle-ci.

Elle-même est empêchée de tourner dans la boîte B par les vis V, qui servent au réglage en hauteur.

Le centrage du pivot est effectué par les vis *v* traversant les parois latérales de la boîte B; pour ce centrage, un certain jeu est ménagé entre la boîte et la crapaudine. Le grain G de la partie inférieure de l'arbre vertical est simplement emmanché au bout de cet arbre; il est entraîné dans la rotation par une nervure *n* s'engageant dans une saillie *ad hoc*, pratiquée en bout de l'arbre.

Les pivots sous l'eau se font en gaïac; en Amérique, on emploie aussi le bois de chêne que quelques constructeurs font séjourner dans l'huile pendant plusieurs mois avant de s'en servir; d'autres se servent de chêne vert ayant trempé dans l'huile pendant vingt heures seulement.

Mais plus souvent la matière lubrifiante est incorporée par injection.

Les boitards supérieurs s'exécutent suivant le modèle plusieurs fois donné dans le *Traité d'Hydraulique* de L. Vigreux; nous n'y reviendrons donc pas à nouveau.

Dans certains types, le gaïac est substitué au bronze pour les coins de réglage.

Pivots hors de l'eau. — Le plus commun est celui de Fontaine, il est trop connu pour que nous nous y arrêtions plus longtemps; son dessin a du reste été donné précédemment (*Hydraulique appliquée*).

Dans notre turbine mixte, nous avons appliqué pour la première fois

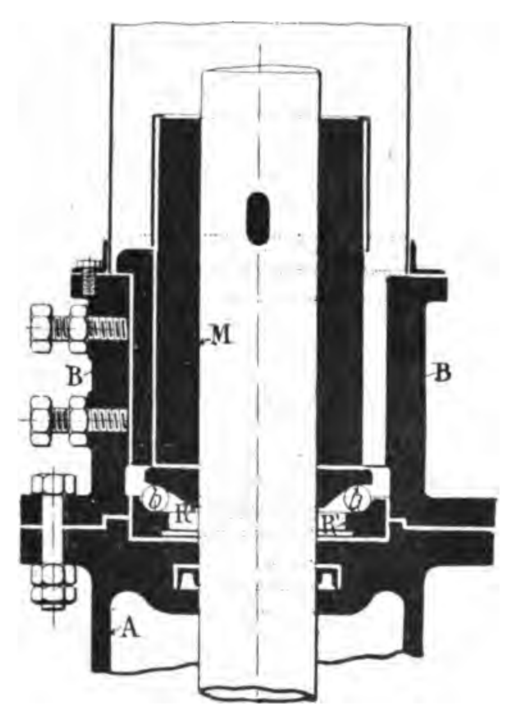


Fig. 64. — Pivot à billes, système C. Vigreux. — Coupe verticale.

le pivot à billes dont l'emploi se répand de plus en plus dans l'industrie. Les figures 64 et 65 donnent l'ensemble du pivot et les détails du tracé de la couronne de billes.

L'arbre vertical E, sur lequel est montée la couronne mobile, porte un manchon claveté M, dont la partie inférieure repose sur le chemin de roulement supérieur R, du pivot. Le chemin inférieur R' est supporté par l'enveloppe A de la turbine et du mouvement de manœuvre du vannage.

Au-dessus du pivot, l'arbre est maintenu par un boitard B à coins de bronze qui vient entourer le manchon M.

Les chemins de roulement R et R' sont absolument libres ; celui du haut est entraîné par le manchon M car l'effort de glissement qui se développe à leur contact est supérieur au frottement de roulement développé au contact des billes.

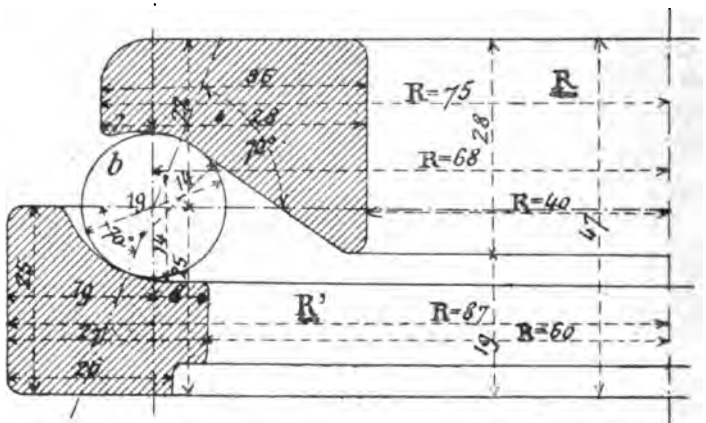


Fig. 65. — Pivot à billes, système C. Vigreux. — Tracé des chemins de roulement.

Pour la même raison, le chemin R' n'a nulle tendance à être entraîné dans la rotation, bien qu'il ne soit pas relié invariablement à l'enveloppe A.

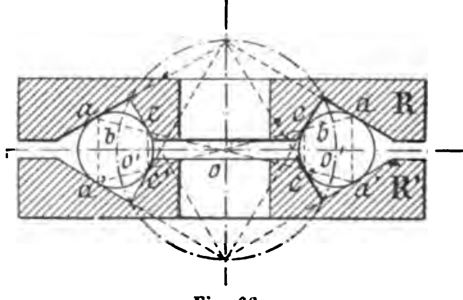


Fig. 66.

Ces deux pièces sont cémentées, trempées puis rectifiées après la trempe.

Les billes employées sont de construction anglaise ; dans le cas actuel, elles ont un diamètre de 19 millimètres environ et peuvent supporter chacune une pression supérieure à *20 tonnes*.

On voit de suite l'avantage d'un tel pivot, dont l'application diminue considérablement le travail de frottement développé dans les pivots ordinaires. On peut aisément le soustraire à l'action de l'eau, qui n'a pas du reste d'influence sensible sur son fonctionnement, et lui appliquer un système de graissage à pression qui permet d'assurer la lubrification de façon parfaite.

L'usure des billes et des chemins de roulement est pour ainsi dire inappréciable ; quant à la rupture des billes elle n'est nullement à redouter car la pression qu'elles supportent est bien inférieure à celle correspondant à leur maximum de résistance à l'écrasement, laquelle est très considérable : 26.300 kilogrammes pour une bille de 10 millimètres sans l'écraser. Ces billes de 10 millimètres peuvent, sans altération des roulements, supporter entre des surfaces planes en acier Bessemer cémenté, des pressions de 1.100 kilogrammes par bille.

Les chemins de roulement, pour certaines applications des pivots à billes, sont quelquefois tracés d'autre façon : tels sont ceux de Miller et de Renouf représentés par les figures 66 et 67.

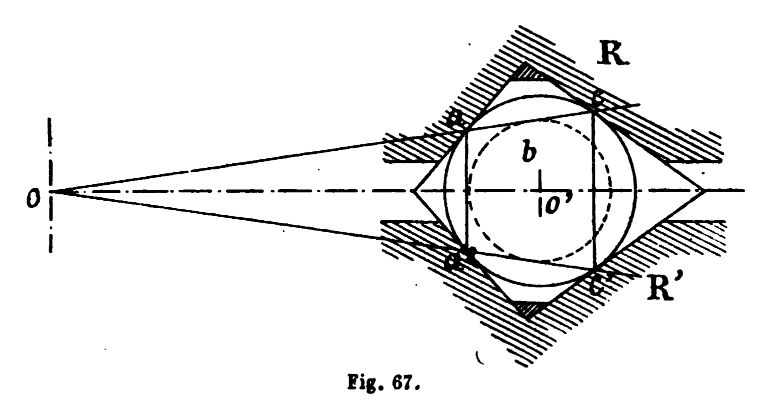


Fig. 67.

Mais nous estimons que celui de la figure 65 est plus rationnel, car il permet, en cas de rupture accidentelle d'une bille, la chute des morceaux en dehors de la couronne inférieure de roulement, avantages que ne procure pas l'adoption des tracés de Miller et de Renouf.

Il y a lieu de remarquer que, dans les turbines à réaction, centripètes, centrifuges ou mixtes, la pression hydrostatique dans la couronne mobile, vient s'exercer sur la surface intérieure du moyeu ou porte-aubes de cette couronne et détermine un effort vertical, de bas en haut, tendant à soulager le pivot de la turbine, de quelque type que soit ce dernier.

Quelques constructeurs, dans le cas de turbines importantes, ont adopté des dispositifs spéciaux ayant pour but de contre-balancer la pression due au poids de la turbine, pression dont la valeur nécessiterait parfois des pivots de dimensions exagérées. Ces dispositifs consistent le plus souvent en un disque disposé au-dessus de la couronne mobile et recevant sur sa face inférieure la pression de l'eau motrice.

La figure 68 en représente un de ce genre adopté par la Société de Constructions Mécaniques de Vevey.

La couronne directrice J porte, venue de fonte avec elle, une autre couronne J', sous laquelle la pression de l'eau d'amont vient s'exercer par les orifices O. Un joint à cannelures C, du système Girard, empêche la pression de s'établir au-dessus de la couronne et une série d'ouvertures U, pratiquées dans cette dernière, permettant l'évacuation directe de l'eau qui peut passer au travers du joint C.

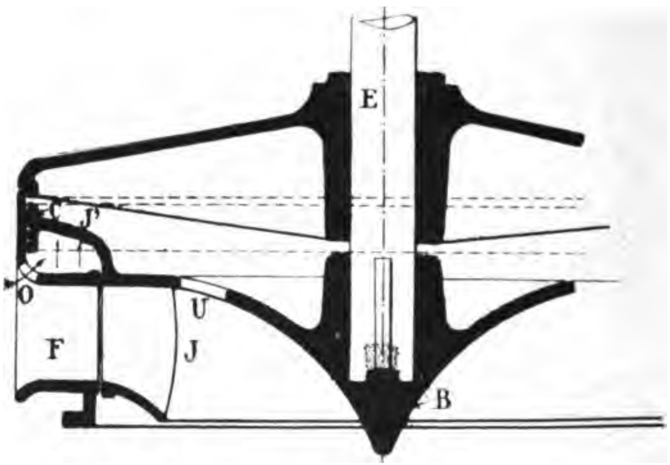


Fig. 68.

La turbine représentée figure 68 est pourvue du dispositif précité; dans cette application, le pivot, du modèle Fontaine, aurait à supporter une charge de 30.000 kgs, représentant les poids de la turbine et de son arbre, ainsi que l'induit d'une dynamo (1.200 chev.) monté directement sur l'arbre vertical de la turbine.

§ 2. — *Vannages.*

Ainsi que nous le verrons ultérieurement dans les divers modèles de turbines mixtes que nous passerons en revue, tous les systèmes de vannages employés sont des vannages totaux, agissant par étranglement des veines liquides à l'entrée ou à la sortie des directrices.

Tout d'abord, ce fut le vannage de Fourneyron, décrit précédemment, que l'on appliqua aux turbines mixtes.

Nous avons fait ressortir ses inconvénients lors de l'étude des turbines centripètes; nous avons reconnu que ce système se prête mal à

l'utilisation des débits variables et que le rendement de la turbine, à laquelle il est appliqué, diminue rapidement lorsqu'on réduit la hauteur dont les orifices sont ouverts.

Il en est de même pour les systèmes américains à aubes mobiles dont nous avons donné un exemple dans la turbine de Hett (fig. 35 à 38) et qui, eux aussi, agissent par étranglement à la sortie de la couronne directrice.

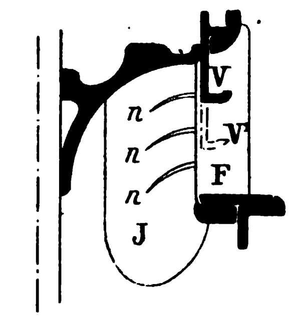


Fig. 69.

Mais ces vannages ne sont pas employés par nos constructeurs qui leur préfèrent les vannages à cloche.

Pour remédier en partie à l'inconvénient que nous venons de signaler, les constructeurs de turbines ont, à l'exemple de Fourneyron, partagé la hauteur d'entrée de l'aube en une série de compartiments (fig. 69) au moyen des nervures *n*.

Ils ont en outre pourvu extérieurement la cloche C du vannage, de talons T, disposés à la partie inférieure, qui viennent s'engager entre les aubes mobiles dont deux sont représentées en éléments sur la figure précitée.

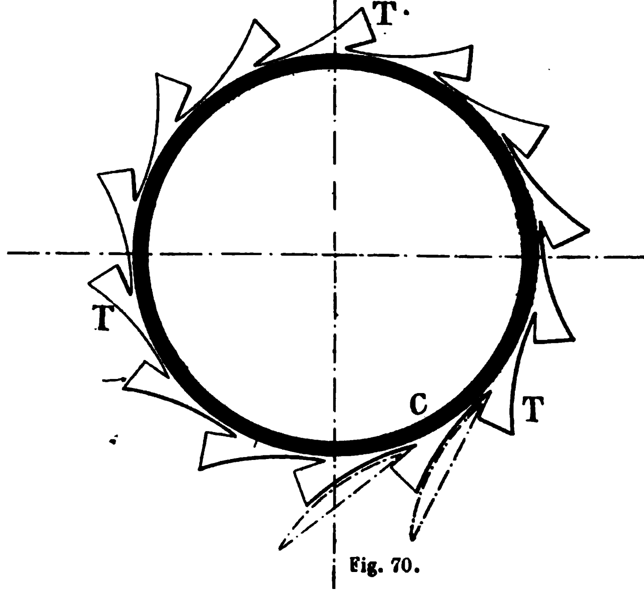


Fig. 70.

Ces talons ont pour but de guider les veines liquides, pendant un certain parcours, avant leur entrée dans la couronne mobile afin d'éviter la contraction qui ne manquerait pas de se produire au passage sous le bord de la cloche.

Lorsque le bas de la vanne V est arrêté en face d'une des cloisons *n* la veine liquide est guidée et ne s'épanouit pas, à la sortie de l'aubage directeur, comme il est représenté figure 5; mais il n'en est plus ainsi lorsque ce bord est arrêté dans une position intermédiaire V', par exemple; le remède n'est donc pas complet. Le dispositif précédent a du reste moins d'efficacité dans les turbines mixtes que dans les turbines centrifuges, car, dans les premières, les cloisons *n* ne s'étendent que sur une partie seulement de la section de passage entre deux aubes consécutives; il se produit donc, dans la partie non recouverte, des remous qui n'existent pas dans les turbines centrifuges où les cloisons transversales ne sont pas interrompues.

Quoiqu'il en soit, l'emploi de ces cloisons directrices est une amélioration qui ne peut avoir qu'une bonne influence sur le rendement.

Le fait que, de l'application des vannages totaux, il résulte une diminution rapide du rendement, quand le débit diminue, présente une certaine gravité car, dans beaucoup de circonstances, c'est précisément lorsqu'on a le moins d'eau à dépenser qu'il conviendrait de l'utiliser avec le meilleur rendement possible.

Il faut donc que le vannage agisse non plus simultanément sur la section de passage de la couronne directrice, mais bien sur le nombre d'orifices directeurs en fonctionnement.

C'est dans cet ordre d'idées que nous avons établi le vannage de notre turbine mixte représentée figures 77 et 78 et dont la description est donnée plus loin.

CHAPITRE SEPTIÈME

PRINCIPAUX TYPES DE TURBINES MIXTES

Parmi les principaux types de turbines mixtes établis et construits en France nous citerons les suivants :

§ 1. — TURBINES A AXE VERTICAL

Turbine Hercule-Progrès. (Singrün frères à Epinal).

MM. Singrün ont apporté à la turbine américaine « Hercule » une série de perfectionnements qui assurent à leurs moteurs de grands avantages tant au point de vue de la simplicité dans la construction qu'à celui de la solidité.

La figure 7 représente une coupe en élévation de cette turbine dont nous avons spécialement décrit le pivot (page 104).

L'aubage fixe F, est constitué par une série de directrices verticales, de section semi-lenticulaire, qui occupent toute la hauteur de la partie cylindrique des aubes mobiles. L'une d'elles est mobile afin de permettre une visite facile de l'aubage de la roue.

Entre les deux aubages glisse la vanne V, destinée au réglage du débit en marche et aussi à l'arrêt de la turbine.

Cette vanne est représentée en vue en plan (fig. 70) ; elle porte à la partie inférieure des talons T qui, comme nous l'avons dit précédemment, s'engagent entre les directrices et ont pour fonction de diminuer la contraction au passage de la vanne.

La manœuvre du vannage s'effectue au moyen de crémaillères et de

pignons dentés que l'on peut actionner de l'extérieur ainsi qu'il est représenté figure 71.

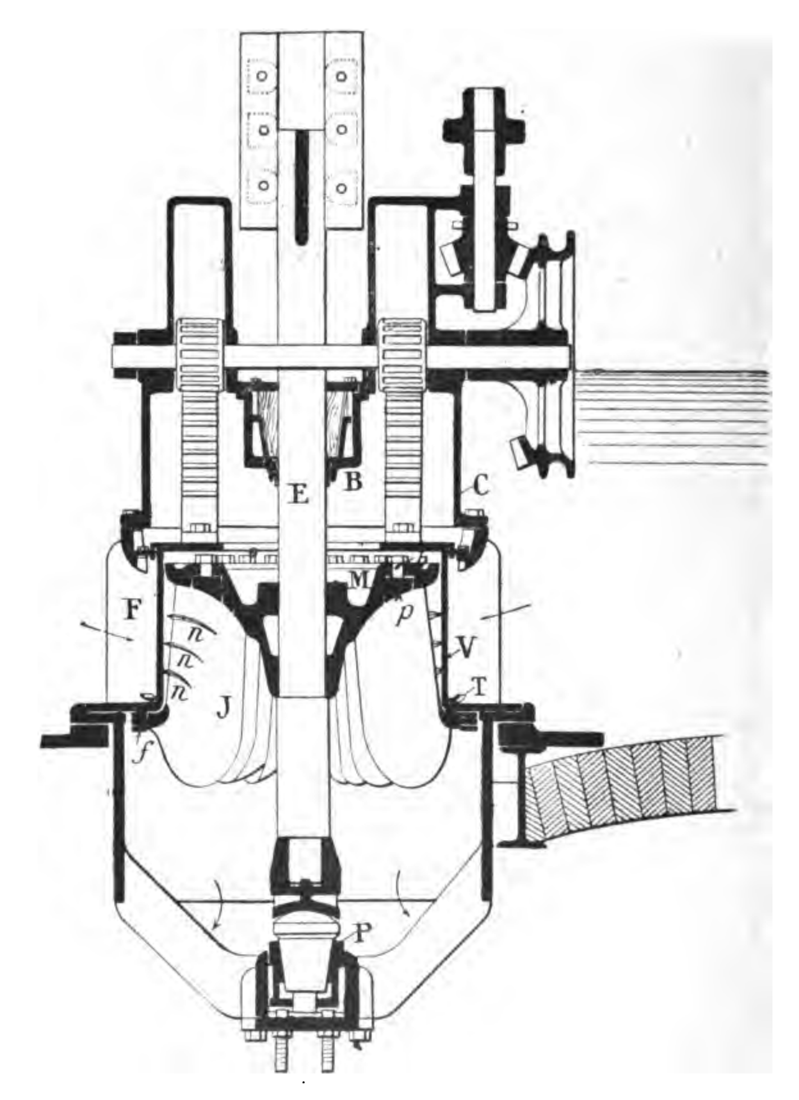


Fig. 71.
Turbine Hercule-Progrès.

Les aubes mobiles J sont amovibles ; elles s'assemblent par boulons au moyeu ou porte-aubes M, claveté sur l'arbre vertical E de la turbine.

Cette amovibilité des aubes permet de les travailler une à une et de leur donner avec facilité le poli qui réduit au minimum le frottement des veines d'eau à leur passage dans la couronne mobile.

Elle facilite en outre le remplacement des aubes avariées, mais elle augmente dans une certaine proportion les chances d'accident, en même temps qu'elle occasionne une plus-value sensible du prix de revient.

Pour éviter toute rotation des aubes autour de leur point d'attache, le porte-aubes est creusé d'une rainure circulaire dans laquelle sont encastrés les patins *p*, venus de fonte avec les aubes. Ces patins, en s'appuyant à bloc au fond de la rainure, s'opposent à tout renversement de l'aubage, en même temps que leur encastrement interdit toute rotation.

En outre, deux frettes d'acier *f* relient les brides inférieures des aubes, sous lesquelles elles sont rivées, et assurent à l'ensemble une grande rigidité.

L'arbre vertical E repose, à la partie inférieure, par un grain G, sur le pivot P.

Il est guidé en haut dans un boitard B, muni de 4 coussinets en bois dur, disposé à la partie supérieure de la cuve C dans laquelle vient se loger la vanne cylindrique V, lorsqu'elle est complètement levée.

MM. Singrün préconisent tout particulièrement l'emploi du pivot noyé en bois.

Turbine Brault, Teisset et Gillet.

La figure 72 représente la coupe en élévation de cette turbine.

Le distributeur comporte un certain nombre d'aubes rectilignes F.

La vanne V de réglage du débit est cylindrique et glisse entre les deux couronnes fixe et mobile ; elle est pourvue de talons T, afin de faciliter la sortie de l'eau de l'aubage directeur.

La manœuvre de cette vanne s'effectue au moyen des crémaillères C, commandées par deux pignons dentés montés sur l'arbre transversal *e* ; cet arbre est actionné au moyen de l'arbre vertical *e'*, par l'intermédiaire des engrenages d'angle R.

Pour les petits modèles, le mécanisme du vannage est un peu différent. La figure 74 montre sa construction :

Deux tiges verticales T sont fixées, d'une part, à la vanne et d'autre part articulées à un collier C, entourant l'arbre moteur E. Ce collier peut osciller autour d'un axe horizontal sous l'action de la tige de trac-

tion T, au moyen de laquelle on abaisse ou on lève la cuve intérieure.

La tige de traction qui se prolonge jusqu'au-dessus du sol est filetée à sa partie supérieure et manœuvrée au moyen d'un écrou noyé formant le moyeu d'un volant à main.

Dans leurs premiers types de turbines mixtes, MM. Brault, Teisset et

Turbines Brault, Teisset et Gillet.

Fig. 72. — Turbine à pivot en l'air. Fig. 73. — Turbine à pivot noyé.

Gillet, employaient, pour la couronne mobile, des aubes amovibles s'assemblant au moyen de boulons à un porte-aubes claveté sur l'arbre vertical E.

Ils ont maintenant adopté un autre mode de construction : leurs premiers numéros de turbines sont fondus d'un seul jet, et ils annoncent que, renonçant aux aubages rapportés, tous les modèles de leur série de turbines mixtes seront, dans peu de temps, établis en une seule pièce.

Il nous semble que, par cette méthode, la construction des moteurs devient plus économique, tout en présentant de meilleures garanties de solidité. Il est vrai que d'autre part, il n'est plus possible de finir les aubes comme on peut le faire lorsqu'elles sont détachables. Nous croyons pourtant que l'économie réalisée dans le prix de revient compensera largement la petite diminution du rendement pouvant résulter du frottement un peu plus considérable des veines liquides dans la couronne mobile.

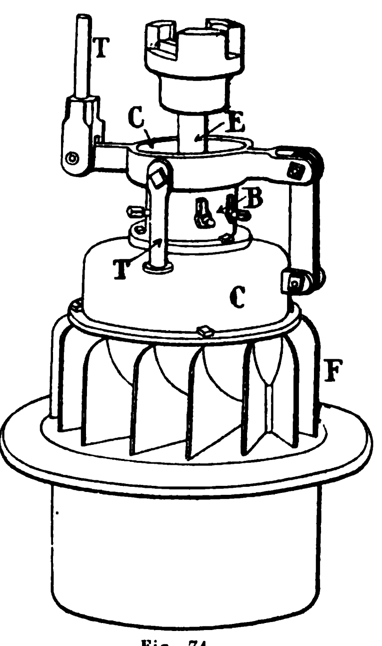


Fig. 74.
Petite turbine Brault, Teisset et Gillet.

Deux nervures *n* sont venues de fonderie sur la face intérieure de chacune des aubes et servent, comme nous l'avons expliqué au chapitre des vannages, à guider l'entrée de l'eau lorsque le débit est réduit au moyen de la vanne V.

MM. Brault, Teisset et Gillet, tout en établissant des turbines mixtes à pivot noyé, en bois (fig. 73), préconisent le pivot en l'air représenté figure 72. Dans l'une et l'autre dispositions, ils se servent d'un arbre creux en fonte E' qui est guidé en haut dans un boitard B, fixé au-dessus de la cloche cylindrique C surmontant le distributeur.

Turbine de M. Schabaver.

La figure 75 reproduit une vue en élévation et une demi-coupe de la turbine mixte de M. Schabaver dont nous avons indiqué pages 87 à 96 le tracé des aubes.

Comme les précédents constructeurs, M. Schabaver préconise à la fois les couronnes mobiles d'une seule pièce et les pivots du genre Fontaine; il admet toutefois que les pivots noyés, en bois, peuvent être employés pour les moteurs de faible puissance.

Le vannage V est constitué par un cylindre O, glissant parallèlement à l'axe entre la couronne mobile et le distributeur : ce vannage est équilibré et commandé par un arbre horizontal *e'* placé au-dessus de la cloche C.

La manœuvre extérieure de ce vannage est indiquée sur la figure.

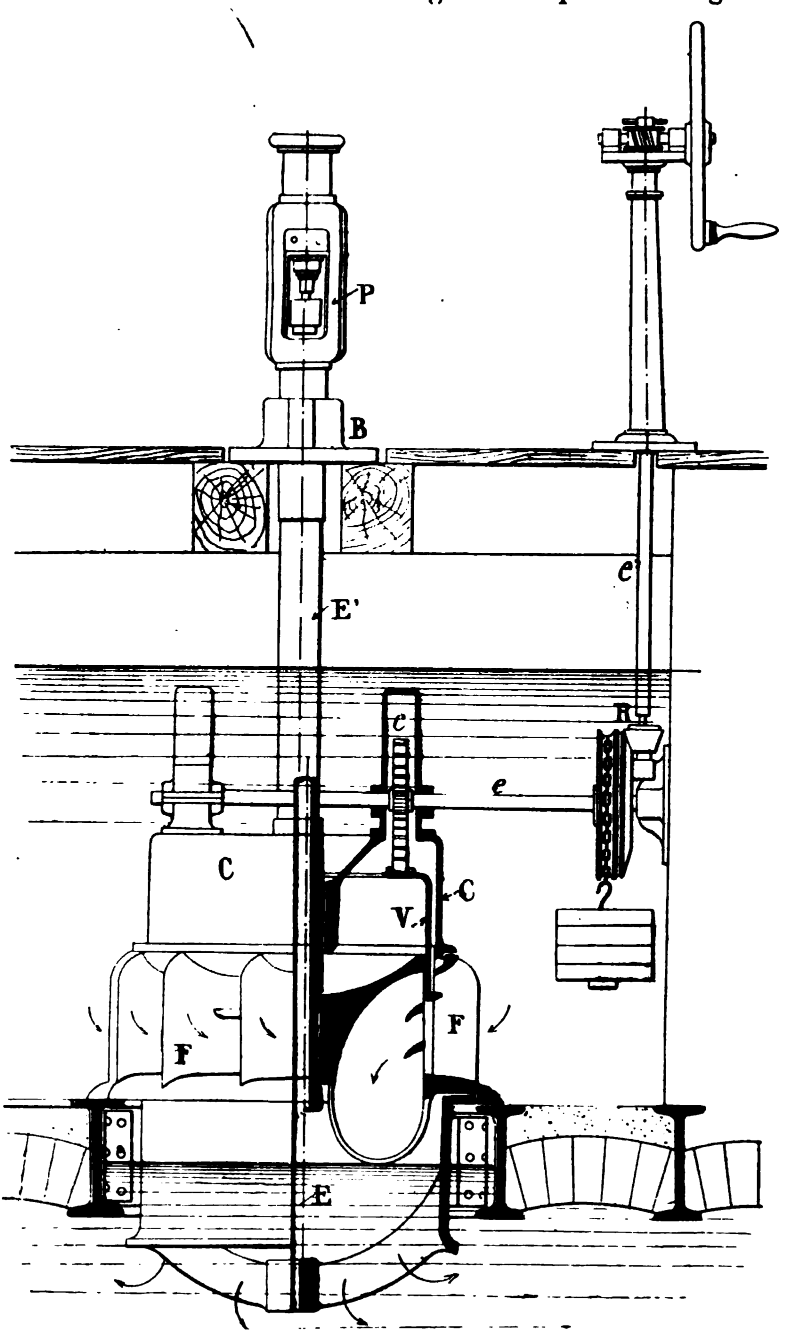


Fig. 75. — Turbine Schabaver.

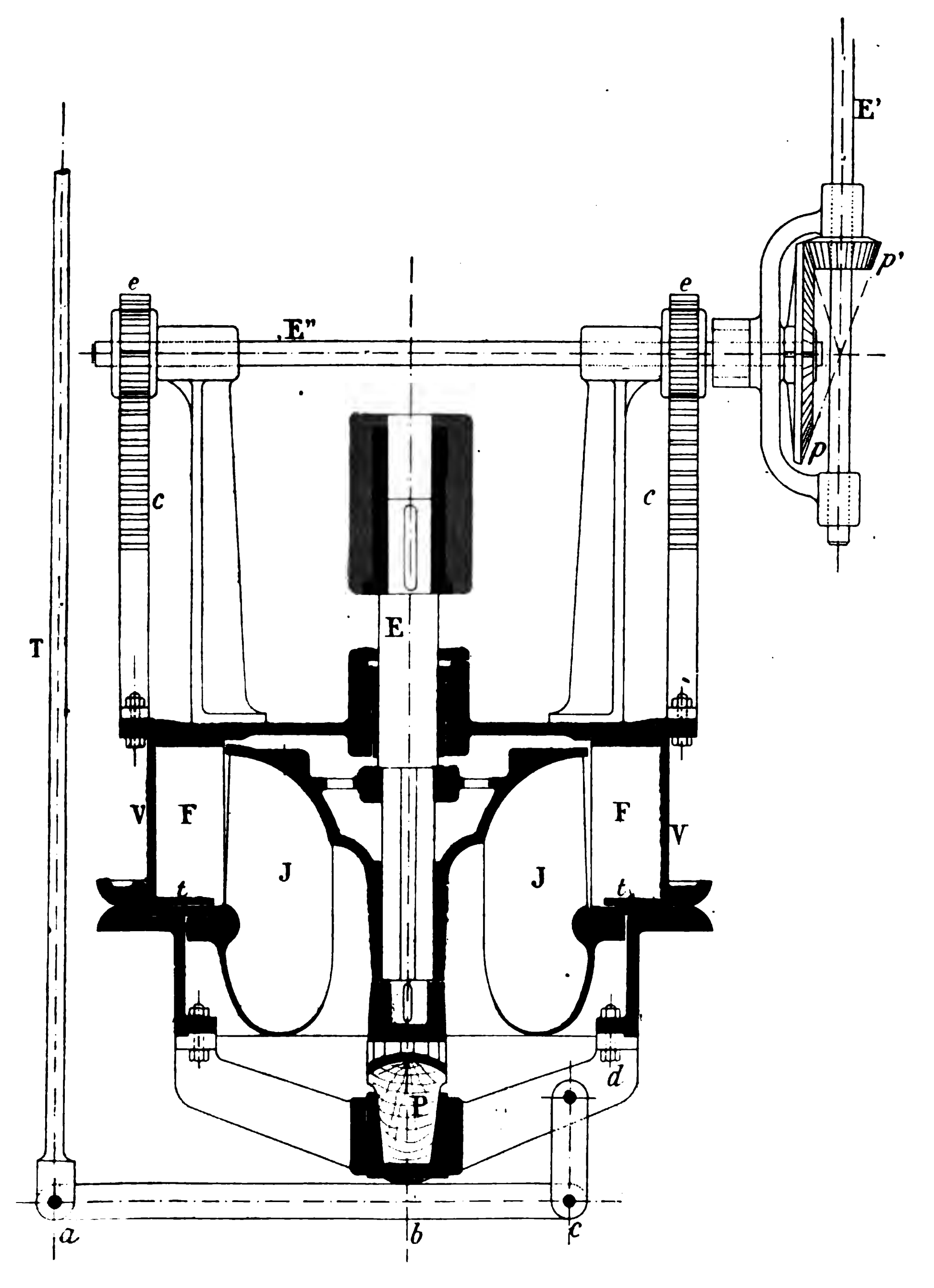


Fig. 76. — Turbine Laurent frères et Collot.

Turbine Laurent frères et Collot.

La turbine de MM. Laurent frères et Collot se distingue des types précédemment décrits, en ce que le vannage cylindrique de réglage du débit glisse, non entre les deux couronnes du récepteur, mais à l'extérieur du distributeur, comme il est indiqué figure 76 sur laquelle la vanne V est représentée complètement abaissée.

Cette disposition permet de supprimer la cloche dans laquelle vient se loger la vanne, lorsqu'elle est levée totalement; la hauteur du récepteur se trouve donc diminuée de ce fait.

Elle permet on outre de ne laisser entre les deux couronnes que le jeu nécessaire en pratique, mais nous avons montré précédemment que l'agrandissement de ce jeu n'avait aucune influence marquée sur le rendement du moteur; à l'avantage précité, nous préférons donc celui résultant d'un accès plus facile à la vanne qu'il est possible d'immobiliser au besoin sans arrêter la turbine.

Comme les vannes des turbines précédentes, celle du moteur dont nous nous occupons est munie en bas de talons servant de guide à la partie supérieure des veines liquides à leur entrée dans le distributeur.

Pour régler la hauteur de la turbine au fur et à mesure de l'usure du pivot de bois qu'ils préfèrent au pivot hors de l'eau, MM. Laurent frères et Collot lui adjoignent un système de balancier compensateur du genre de celui employé autrefois par Fourneyron.

Cet appareil, représenté figure 76 est constitué ainsi qu'il suit :

La crapaudine du pivot P coulisse sans jeu dans le moyeu d'un croisillon à 4 bras attaché au tube de décharge de la turbine L ; un levier articulé à l'une de ses extrémités à un point fixe *d* du croisillon, au moyen des bielles *cd*, vient passer sous le prolongement de la crapaudine qu'il soutient par l'intermédiaire de la barre de traction T, articulée à l'autre extrémité *a*.

La barre T est prolongée jusqu'au plancher supérieur de la chambre d'eau où elle est solidement fixée au moyen d'écrous dont le serrage ou le desserrage permet de monter ou de descendre le pivot.

Turbine Ch. Vigreux (Darblay père et fils, constructeurs à Essonnes)

Cette turbine a été étudiée par nous en vue de remédier principalement aux inconvénients des pivots et vannages appliqués jusqu'ici aux turbines mixtes.

Elle se compose essentiellement d'une couronne directrice F, formée d'un certain nombre d'aubes fixes D et d'un nombre égal d'aubes mobiles *d* pouvant pivoter autour d'un axe vertical *a* ; quelques aubes fixes sont prolongées extérieurement et forment des nervures venant armer le plateau horizontal par lequel la turbine repose sur le châssis de la chambre d'eau (fig. 77 et 78).

La rotation des directrices mobiles *d* est obtenue de la façon suivante :

L'axe *a*, après avoir passé au travers d'un guide G dans lequel il porte par une partie conique, destinée à assurer l'étanchéité du joint, reçoit à sa partie supérieure un levier horizontal L dont l'extrémité s'engage dans une rainure R ménagée dans la jante d'un volant V pouvant tourner autour d'un prolongement cylindrique du boîtard B'.

Sur une demi-circonférence les leviers L et le chemin R sont placés, sous la jante ; dans l'autre moitié, ils sont au-dessus, en L' et R'.

Les chemins R et R' sont tracés de telle sorte qu'en faisant tourner le volant, les leviers L et *l* viennent dans les positions L_1 et l_1, entraînant avec eux l'aube correspondante dont les extrémités viennent appuyer contre les parois des deux aubages fixes voisins, fermant ainsi le passage de l'eau.

Cette disposition permet donc d'agir partiellement sur le nombre d'aubes directrices ouvertes : on règle ainsi le débit, non en agissant sur toutes les aubes directrices à la fois ou en diminuant l'ouverture, mais bien en fermant successivement un plus ou moins grand nombre d'aubes.

En déplaçant le volant V dans le sens convenable, on ouvre ou l'on ferme successivement les aubes directrices et cette fermeture se fait toujours suivant les extrémités d'un même diamètre, de manière à assurer une répartition égale des efforts moteurs autour de l'axe de la turbine.

Le volant V porte une couronne dentée H engrenant avec le pignon *p* ;

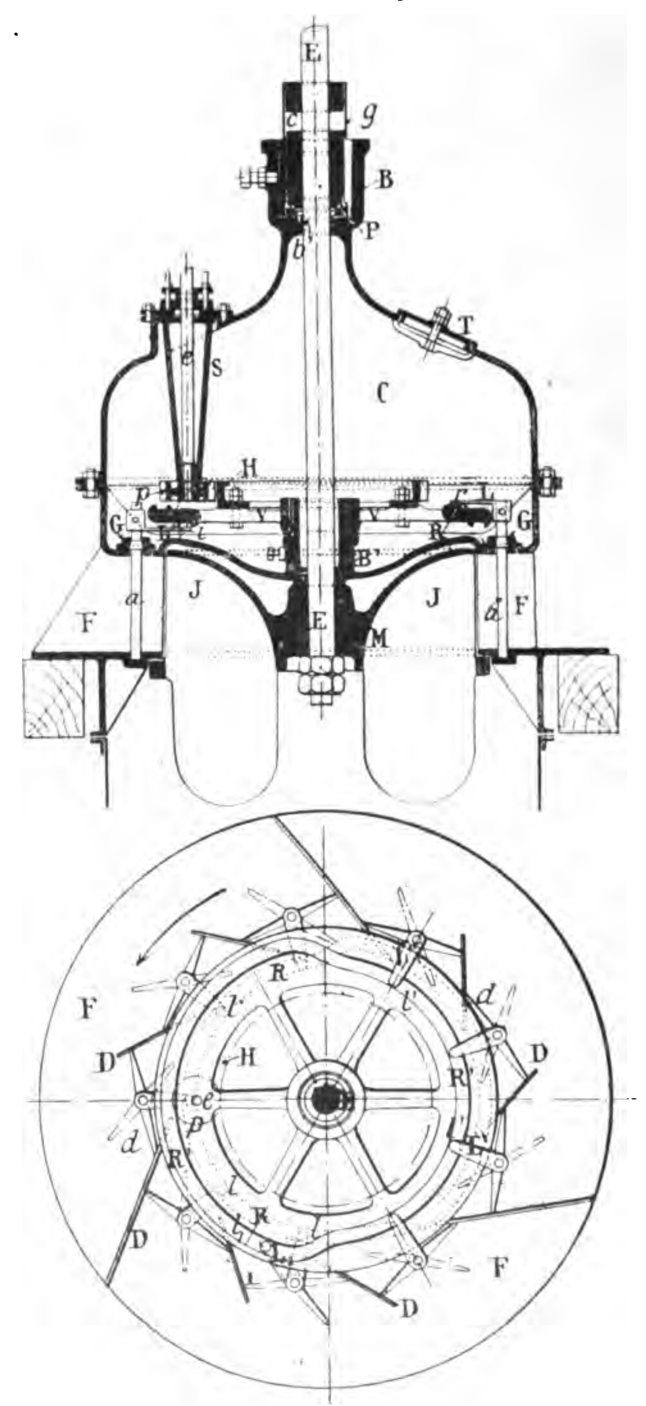


Fig. 77 et 78. — Turbine Ch. Vigreux.

ce dernier est claveté à l'extrémité d'un arbre vertical *e* porté par une pièce spéciale S fixée après la cloche L.

Un cuir embouti *b* empêche l'entrée d'eau dans la cloche au cas où la turbine viendrait à être noyée.

La couronne mobile J à aubes en cuillère, fondue d'une seule pièce, est clavetée sur l'arbre vertical E ; un écrou et un contre-écrou, venant s'appuyer sur le moyeu M, permettent de régler avec précision la hauteur de cette couronne.

L'arbre E passe dans les deux boîtards B' et B, supportés, l'un par la cloison de la cloche, l'autre par la cloche elle-même.

L'arbre E est suspendu au-dessus du pivot à billes P, par le manchon *m*. Ce dernier est retenu sur l'arbre par une clavette *c* maintenue dans son logement par une gaine *g* qui peut être vissée sur le manchon.

Deux trous d'homme T sont ménagés dans la cloche, pour accéder aux différents organes de la turbine.

Le graissage du pivot peut être effectué, comme nous l'avons dit à propos des pivots, par un système à pression. Dans ce cas, un cuir embouti *b'* empêche toute fuite de l'huile dans la cloche.

L'emploi du pivot à billes parût assez aléatoire au moment de la construction du moteur (1892), mais toutes craintes ont désormais cessé à son sujet (fig. 79 et 80).

Ce genre de roulement est devenu du reste d'un emploi fréquent dans l'industrie et, sans parler de son application si étendue aux vélocipèdes, il est aujourd'hui d'un usage courant dans les paliers de transmission et les essieux de voitures automobiles où il supporte des chocs totalement inconnus dans le fonctionnement des turbines.

§ 2. — PRINCIPAUX TYPES DE TURBINES AMÉRICAINES

Turbine Leffel.

Cette turbine est l'une des plus répandues aux États-Unis.

La couronne mobile est double, ainsi que le montre le schéma ci-contre : la partie supérieure J est centripète ; la partie inférieure J' est constituée par des aubages à double courbure qui ne sont cependant pas terminés en cuillère.

Nous ne voyons pas trop quelles raisons ont conduit J. Leffel à ce genre de construction.

Le vannage est constitué par les aubes directrices qui peuvent osciller chacune autour d'un axe parallèle à l'arbre de la turbine.

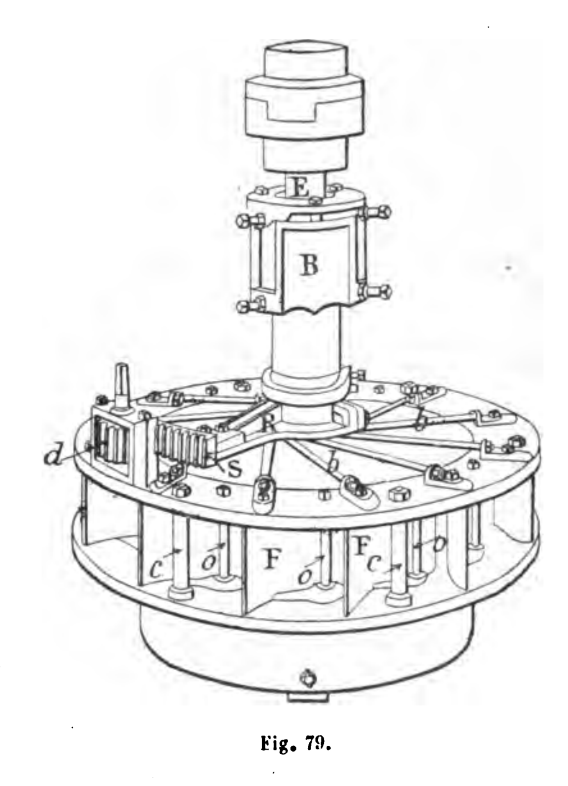


Fig. 79.

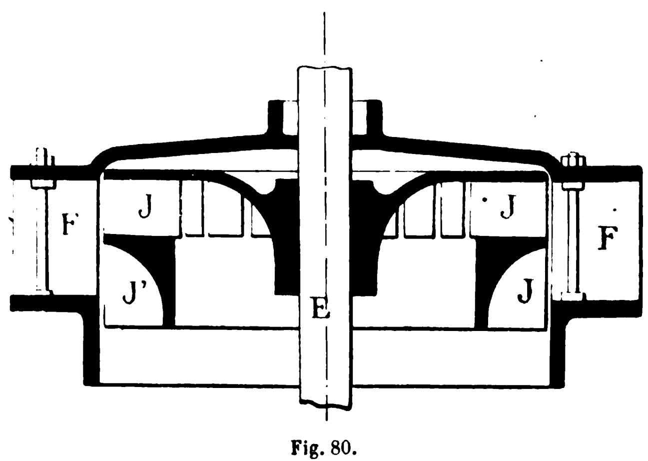


Fig. 80.

La fermeture de ces aubes s'effectue par le dispositif représenté

figure 79 que nous avons déjà décrit à propos de la turbine centripète de Hett (page 69). Le pivot est en bois et noyé.

La Société de constructions de Springfield qui est la concessionnaire de l'exploitation de ces turbines, en établit deux modèles différents : le « Standart » et le « New-Spécial » qui ne diffèrent entre eux qu'en ce que le second a les aubes plus hautes que le premier.

Le tableau page 122 indique quels sont, pour les turbines Leffel les plus fréquemment employées, les puissance, vitesse et débit, sous diverses chutes.

Lorsqu'elles sont employées à l'utilisation de hautes chutes, les turbines Leffel sont enfermées dans une enveloppe sphérique en fonte très résistante. On peut les monter en outre à un axe horizontal, mais cette disposition n'est guère employée que pour les petites turbines.

Ci-dessous nos lecteurs trouveront les résultats d'un essai exécuté par M. Emerson sur une turbine Leffel de 0^{m},77 de diamètre.

OUVERTURES DU VANNAGE	HAUTEUR de chute	NOMBRE de tours par 1'	PUISSANCE en chevaux	Rendement
Vannage ouvert en plein . .	4^{m},70	201	27,41	0,65
» » . .	4^{m},62	175	31,82	0,743
Vannages ouvert aux $\frac{7}{8}$ . . .	4^{m},62	161	25,61	0,675
» » $\frac{3}{4}$ . . .	4^{m},70	161	21,93	0,664
» » $\frac{5}{8}$ . . .	4^{m},70	161	17,56	0,648
» » $\frac{1}{2}$ . . .	4^{m},80	165	13,13	0,591

Nous avons extrait les chiffres ci-dessus du journal « La Lumière Electrique ».

Les rendements obtenus n'ont rien d'extraordinaire et, si, comme nous l'avons dit précédemment, on les affecte d'un coefficient inférieur à l'unité, pour tenir de l'évaluation trop grande du débit par l'emploi des formules américaines, on voit qu'ils sont inférieurs à ceux obtenus avec nos turbines les plus ordinaires.

Il est bon de noter que plus de 10.000 turbines Leffel sont montées

DIAMÈTRE de la turbine	CHUTE EN MÈTRES											
	3 mètres			6m,10			6m,10			10 mètres		
	Tr	N t	Q	Tr	N t	Q	Tr	N t	Q	Tr	N t	Q
0m,507 Standart	8	218	250	22 5/8	308	350	37 1/2	371	420	47 3/4	396	455
1m,01 Standart	32	109	1000	90	154	1420	149 1/2	182	1680	191	198	1830
» N. spécial	46	109	1450	181	154	2120	217	182	2445	277 1/2	198	2655
1m,55 Standart	92	72	2900	261	101	4120	431	119	4860	553	130	5290
» N. spécial	106	72	3345	302	101	4770	499	119	5630	641	130	6135
1m,88 Standart	136	59	4290	384	83	6065	638	97	7200	813	105	7785
» Spécial.	152	59	4800	430	83	6790	714	97	8050	910	105	8715

Nota : Tr = Travail en chevaux-vapeur.
N t = Nombre de tours à la seconde.
Q = Débit en litres à la seconde.

en Amérique ; elles développent une puissance d'environ 500.000 chevaux-vapeur.

Turbine Swain.

La turbine Swain est une des premières turbines mixtes construites en Amérique.

Les figures 81 et 82 en donnent la coupe en élévation et la vue schématique en plan.

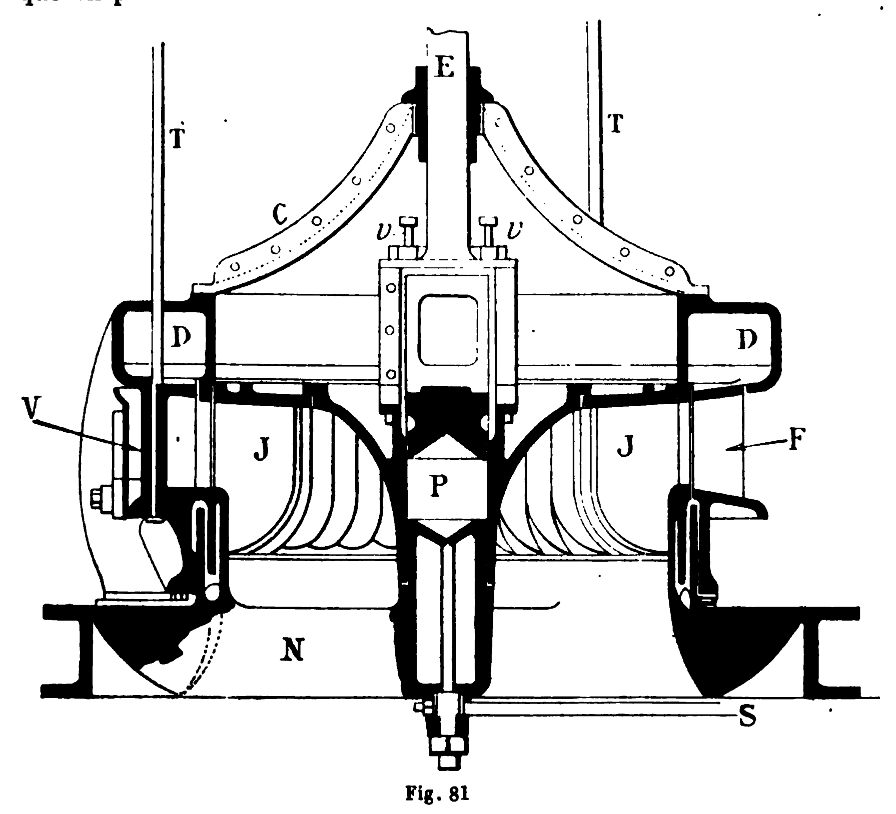


Fig. 81

Les aubes de la couronne directrice sont rectilignes; elle en comporte 24 dont 21 F sont en bronze de 6 millimètres d'épaisseur et rapportées, les trois autres étant venues de fonte avec les plateaux supérieur et inférieur et affectant la forme F' représentée sur la vue en plan. L'angle de sortie des directrices est :

$$\alpha = 14^{\circ}$$

La couronne mobile J comporte des aubes en bronze, à double courbure, au nombre de 25 ; leur hauteur est de $0^m,595$.

Le vannage V offre ceci de particulier qu'il est constitué par la couronne directrice elle-même et le cylindre G qui la prolonge, que l'on relève à l'aide des barres de traction T ; un espace D est ménagé dans l'enveloppe où se loge la couronne quand elle est relevée.

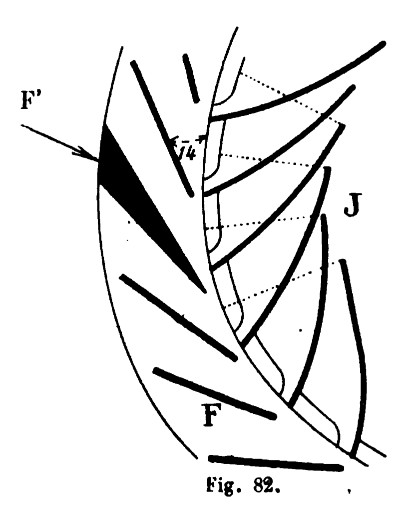


Fig. 82.

L'arbre E de la turbine repose sur un pivot en bois P, logé assez haut à l'intérieur de la couronne mobile. L'accès en est donc difficile et comme il n'est qu'imparfaitement baigné par l'eau d'évacuation, on est obligé, pour éviter l'échauffement, de l'arroser au moyen d'une prise d'eau spéciale S. Le réglage en hauteur du pivot s'effectue par les vis *v* que l'on ne peut atteindre qu'en enlevant la calotte C, laquelle est en deux parties. La crapaudine est portée par un croisillon à trois branches N, en fonte, venu de fonderie avec la partie inférieure du récepteur.

D'après M. Emerson, d'essais exécutés sur une turbine de $0^m,52$, il résulterait que les rendements atteints ont été les suivants :

HAUTEUR de chute	NOMBRE de tours par 1'	PUISSANCE en chevaux-vapeur	RENDEMENTS
5,48	281	25,55	0,807
5,50	282,5	23,54	0,790
5,60	280,5	19,55	0,761
»	241,5	12,08	0,617

Ces chiffres correspondent à des rendements français (voir page 82) d'environ 0,72 à 0,54 ; ils sont un peu meilleurs que ceux de la turbine précédente, mais nous reprochons au moteur qui nous occupe, d'être pourvu d'un pivot mal étudié dont l'usure doit certainement être rapide et dont le remplacement ou le réglage sont très difficiles à exécuter.

Turbine Risdon.

La turbine Risdon « Improved », dont les figures 83 à 85 donnent la vue extérieure et la coupe en élévation, comporte des directrices rectilignes et des aubes mobiles en cuillères. Son vannage régulateur du débit consiste en un cylindre V, pourvu de talons T passant entre les direc-

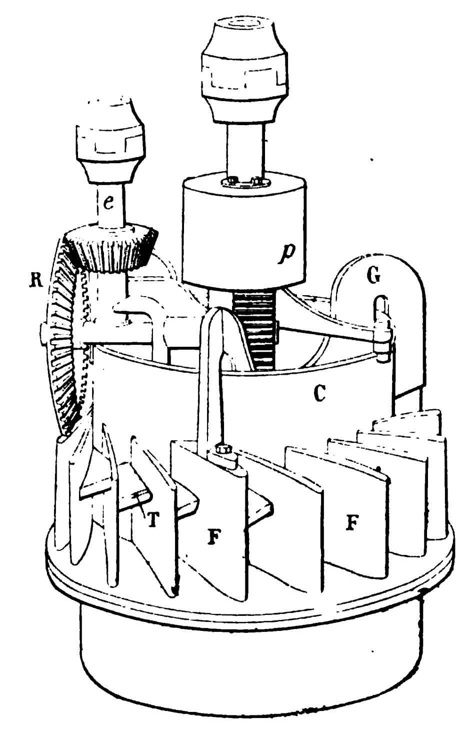


Fig. 83.

trices, pour le guidage des veines liquides. Il agit à la fois sur toutes les sections de sortie de la couronne directrice et est manœuvré par le pignon denté *d*, engrenant avec la crémaillère *c*.

Cette dernière est attachée à un piston étanche *p*, sur la face inférieure duquel vient agir l'eau de la chute, de manière à équilibrer approximativement le poids de la vanne. La manœuvre en est opérée au moyen de l'arbre vertical *e* et des pignons d'angle R. Trois guides spéciaux G permettent d'approcher le cylindre du vannage aussi près que possible de la couronne mobile J.

L'arbre vertical E de la turbine repose sur un pivot en bois; il est guidé à la partie supérieure de l'enveloppe C, dans un long coussinet L.

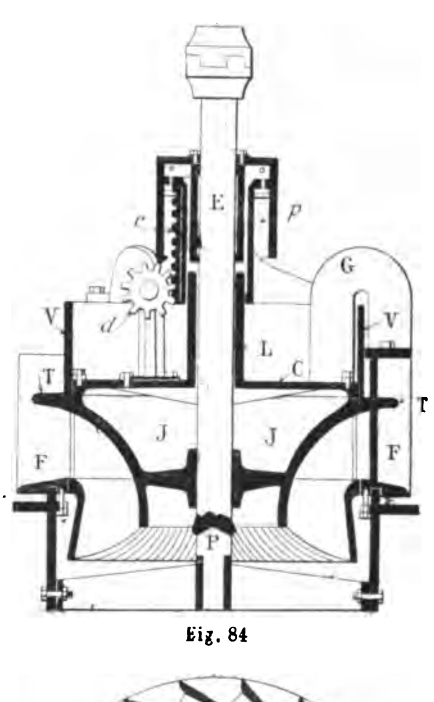


Fig. 84



Fig. 85.

Les constructeurs de cette turbine en établissent un second modèle « Register Gate » différant du précédent par l'application d'un autre système de vannage.

Les directrices sont en deux parties : l'une fixe F, l'autre mobile F' ; celle-ci est portée par un cylindre disposé entre la couronne mobile et

la partie fixe de la couronne directrice, sur laquelle il glisse à frottement



Fig. 86

doux. On comprend très bien que si on imprime un mouvement de

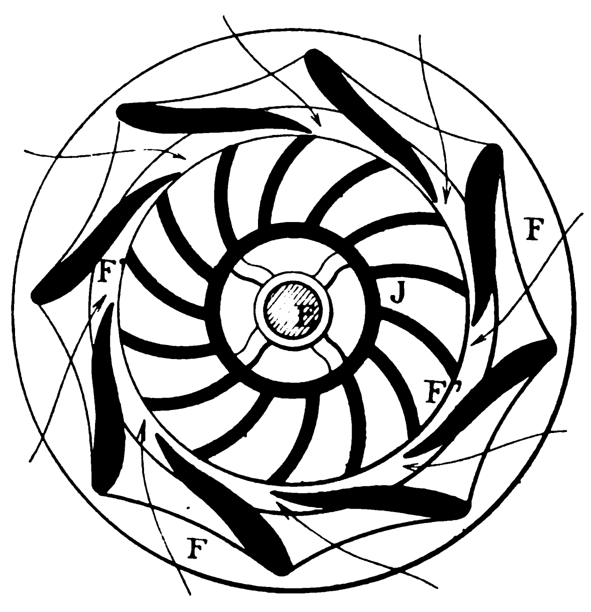


Fig. 87

rotation au cylindre portant la partie mobile des directrices, celles-ci

viendront fermer plus ou moins les orifices de sortie de la couronne directrice. Ce système de vannage, que nous retrouverons dans la turbine suivante, agit, comme tous ceux vus jusqu'ici, simultanément sur tous les orifices directeurs.

Turbine d'Alcott.

Les figures 88 et 89 représentent les coupes en élévation et transversale de ce type de turbine. On voit qu'il ressemble beaucoup à celui que nous venons de décrire. Les vues perspectives des parties fixe et mobile de la couronne directrice sont données par les figures 90. Il ne com-

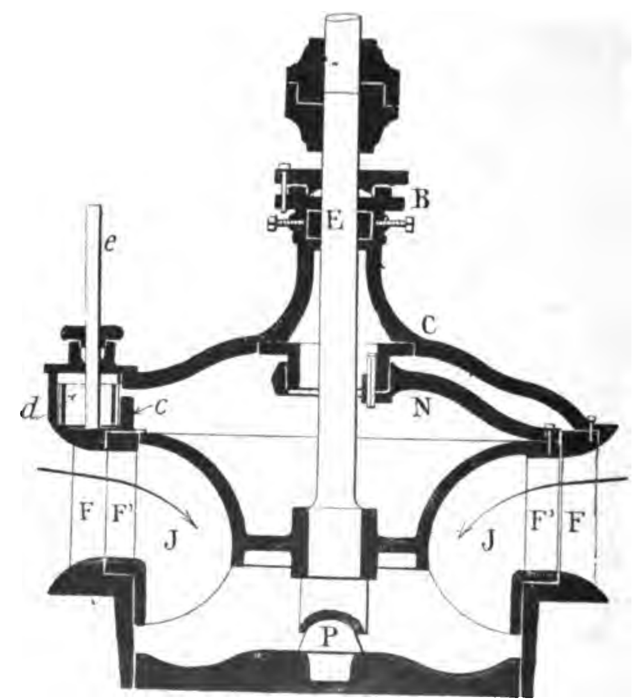


Fig. 88

porte aucun mécanisme extérieur. Le cylindre mobile portant les directrices servant au réglage est supporté par le croisillon N, monté sur un prolongement cylindrique de l'enveloppe, disposé concentriquement à l'arbre E. La rotation de ce cylindre est effectuée par le pignon *d* et la

crémaillère *c* que l'on peut commander extérieurement au moyen de l'arbre *e*.



Fig. 89

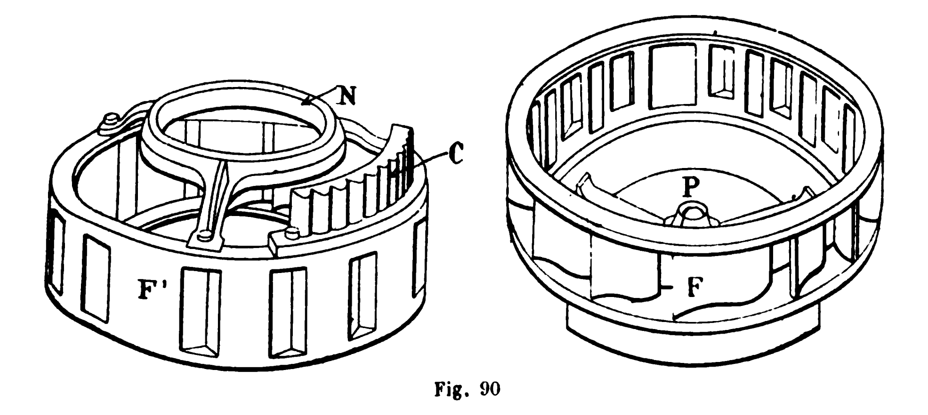


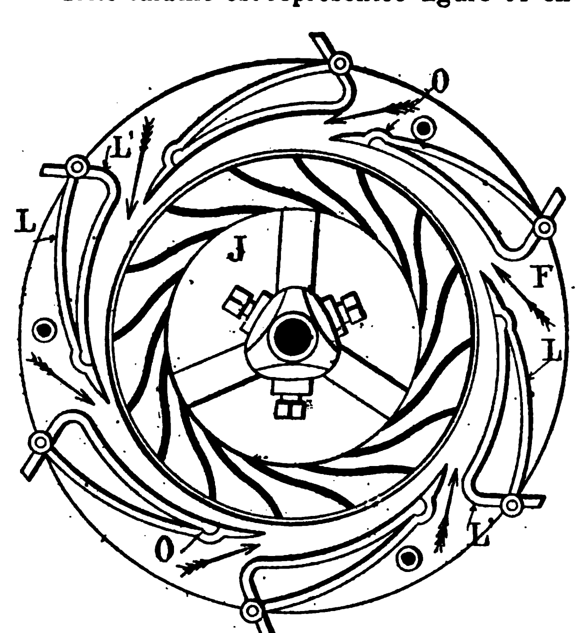
Fig. 90

L'arbre vertical E tourne à la partie inférieure, sur un pivot de bois noyé ; il est guidé en haut dans un boitard B, porté par l'enveloppe C de la turbine.

Turbine New-American.

Cette turbine est représentée figure 91 en coupe horizontale : c'est le type American-Turbine (voir p. 71) transformé en turbine mixte. Nous n'insisterons donc pas autrement sur ce modèle de récepteur.

Le tableau ci-dessous donne les débits, puissances et nombre de tours se rapportant à trois turbines de diamètres différents fonctionnant sous diverses chutes.



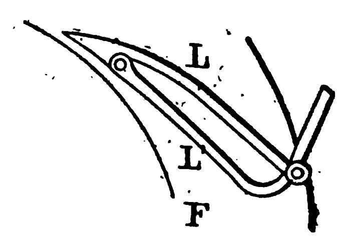


Fig. 91 et 92

Diamètre de la turbine	HAUTEUR DE CHUTE											
	15 mètres			20 mètres			25 mètres			30 mètres		
	Tr	Nt	Q	Tr	Nt	Q	Tr	Nt	Q	Tr	Nt	Q
0m,150 .	17,3	1426	117	27,1	1656	136	37,6	1846	151	50	2038	167
0m,400 .	118	537	790	184	624	920	255	696	1020	343	764	1130
0m,630 .	210	342	1410	327	397	1640	453	442	1830	610	489	200

Nota : Tr = Travail en chevaux-vapeur.
Nt = Nombre de tours par seconde.
Q = Débit en litres par seconde.

Turbine Sanford

La turbine Sanford, représentée en coupe verticale figure 93 comporte deux couronnes mobiles superposées J et J', la première centripète, la seconde mixte mais sans aubes à cuillères.

La vanne de réglage V opère la fermeture en montant; elle vient d'abord fermer en totalité ou en partie la couronne inférieure J' puis la couronne supérieure J. Le rendement n'est pas trop affecté quand le bord supérieur de la vanne est arrêté à la hauteur de la cloison séparant les deux couronnes.

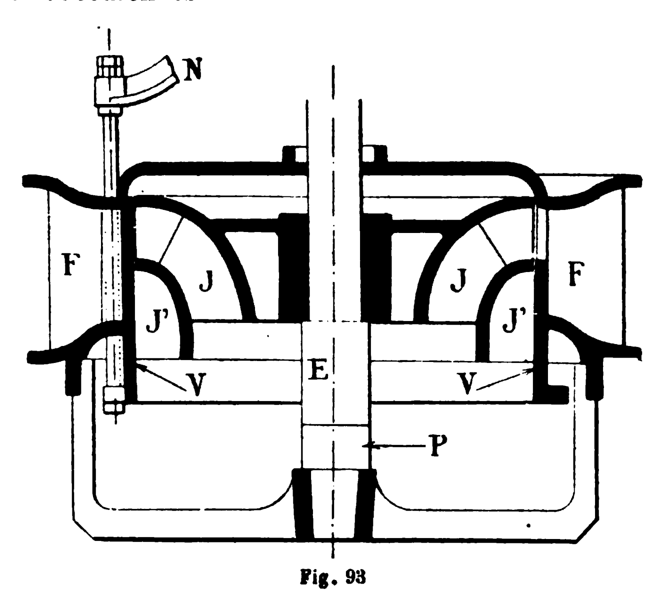


Fig. 93

Le relevage de la vanne s'effectue au moyen de trois tirants T qui traversent les aubes directrices dans une gaine venue de fonte et sont reliés aux bras d'un croisillon N, placé au-dessus de la turbine.

L'arbre vertical E tourne sur un pivot de bois noyé P ; il ne comporte aucun dispositif pour le réglage.

Turbine Bookwalter et Tyler

Cette turbine (fig. 94 et 95) comporte, comme la précédente, deux séries distinctes d'aubages J et J', à la couronne mobile ; les premiers sont ceux des turbines centripètes ; les seconds, ceux d'une turbine mixte.

Deux modèles de vannages sont appliques à ce type de turbine :

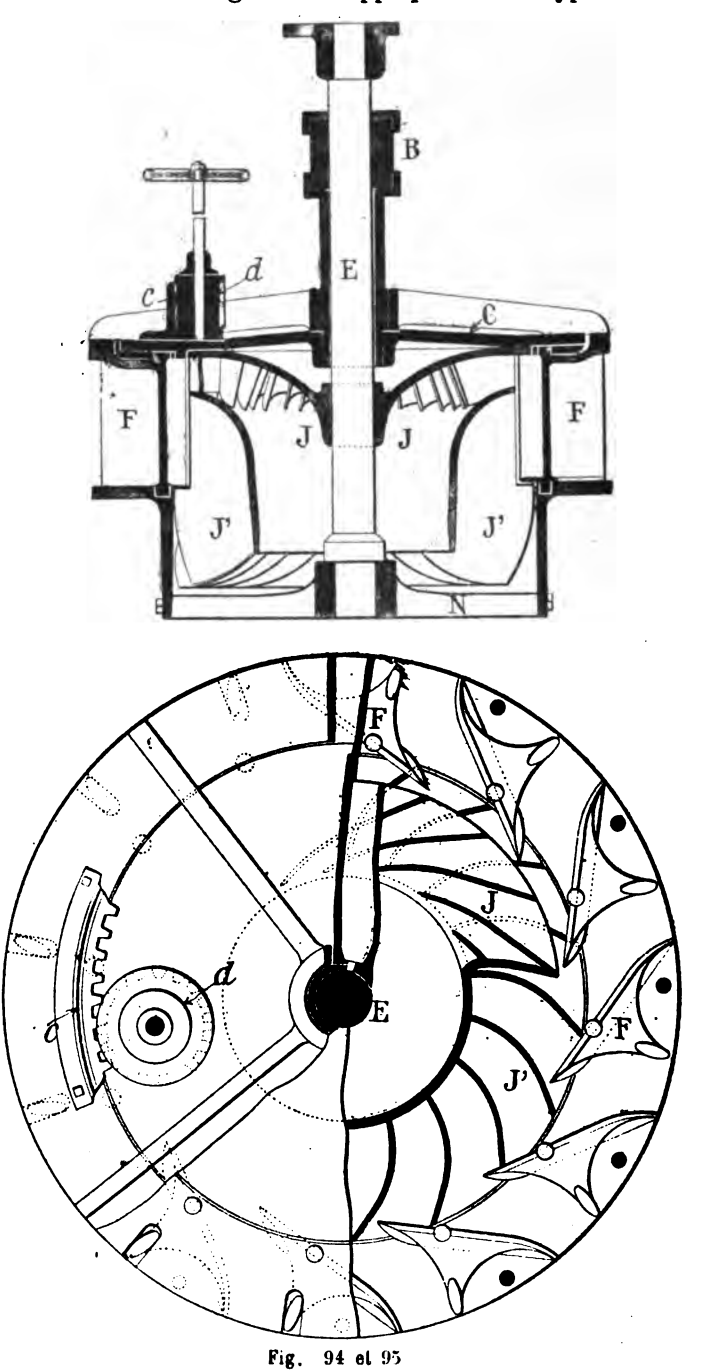


Fig. 94 et 95

1° Un vannage cylindrique, passant entre les deux couronnes, du type décrit antérieurement plusieurs fois.

2° Une couronne directrice à aubes F mobiles pouvant pivoter autour des axes *o* et venant diminuer ou même fermer la section d'entrée dans les couronnes.

Les détails de ce dernier dispositif sont représentés figure 95.

Nous lui préférons nettement le vannage cylindrique qui, au moins, pour une de ses positions (celle où son arête inférieure est arrêtée en face la cloison séparant les deux couronnes) assure un bon rendement malgré la diminution du débit.

Turbine Wilson

Cette turbine présente une disposition toute particulière donnée figure 96 ; elle se compose de deux couronnes J et J' mixtes, comportant des aubages à cuillères, qui sont superposées et opposées comme le montre la figure précitée.

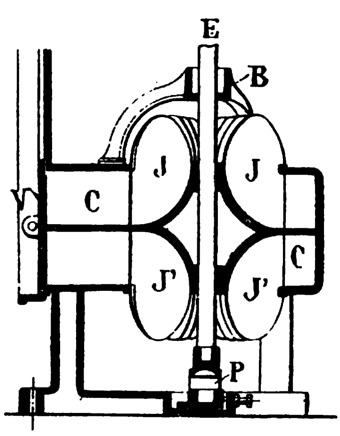


Fig. 96

L'alimentation de ces deux couronnes s'effectue par une enveloppe en spirale, divisée en deux compartiments (un pour chaque turbine) par une cloison horizontale.

Une vanne plane verticale, disposée à l'entrée de l'enveloppe, permet de supprimer ou de diminuer l'admission dans l'une ou l'autre des couronnes selon les variations du débit de l'eau motrice.

L'appareil tourne sur un pivot noyé, en bois P.

Cette disposition de couronnes opposées n'est pas nouvelle ; Fourneyron l'a employée dans ses premières constructions.

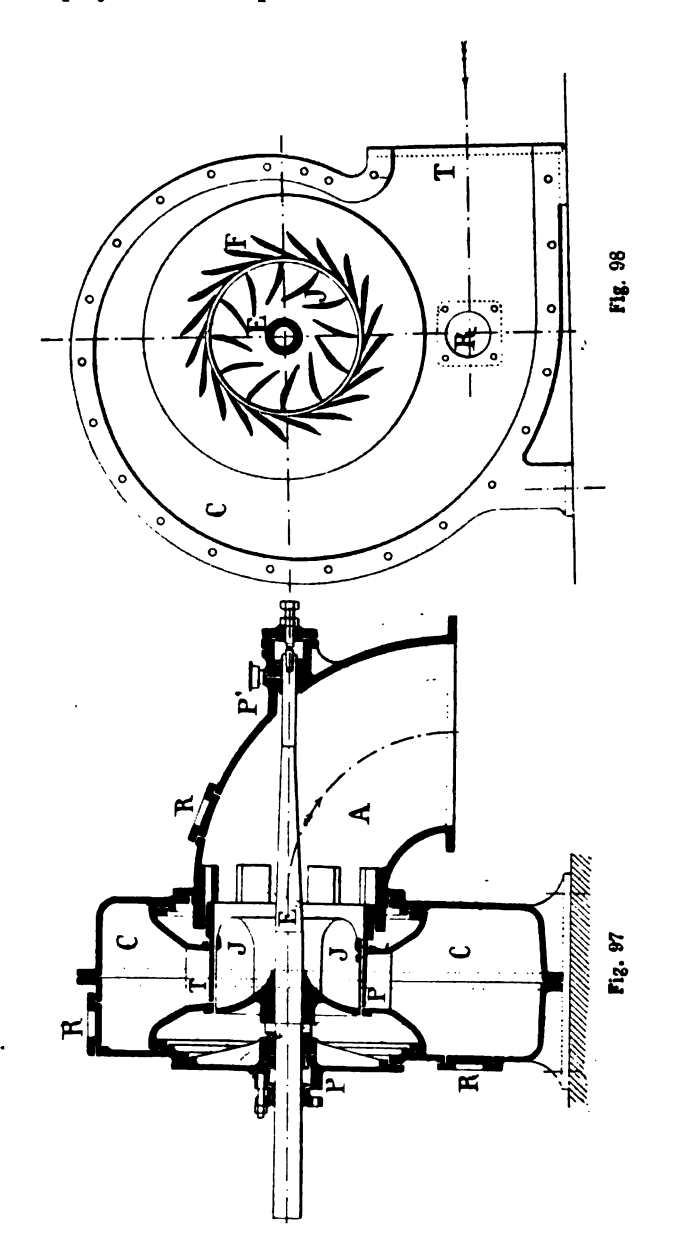


Fig. 98

Fig. 97

§ 3. — TURBINES MIXTES A AXE HORIZONTAL.

Turbine Brenier, Neyret et Cie

Les figures 97 et 98 nous donnent les vues intéressantes de cette turbine dont le tracé des aubes a été étudié antérieurement.

La couronne mobile J, à aubes en cuillères, est placée dans une enveloppe en spirale C, dont l'alimentation s'effectue par la tubulure T.

L'évacuation de l'eau se produit par le coude A qui est prolongé par un tuyau plongeant dans l'eau d'aval.

Le réglage du débit est effectué par la vanne circulaire qui agit simultanément sur tous les orifices directeurs.

La manœuvre de cette vanne s'opère par le volant *v* monté sur l'arbre *a*, actionnant par vis sans fin et roues hélicoïdales, deux tiges de traction filetées dans le moyeu des roues hélicoïdales, auxquelles est attachée la vanne V.

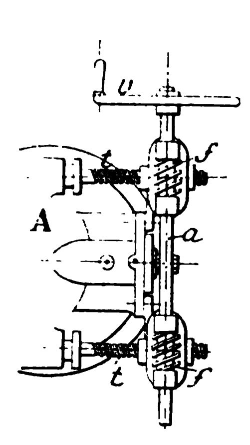


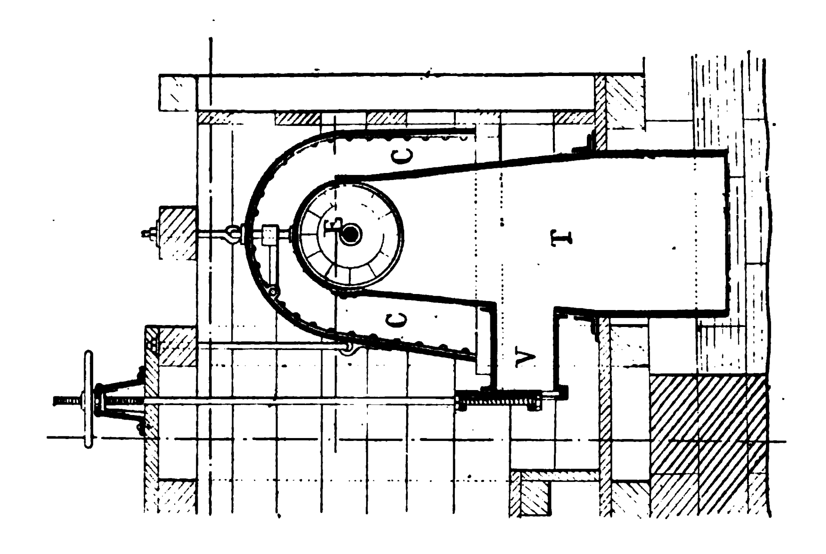
Fig. 99

L'enveloppe C est fondue en deux parties réunies à boulons. L'arbre horizontal est supporté dans deux paliers venus de fonderie, l'un P, avec le fond C' de l'enveloppe, l'autre P' avec le coude A de sortie de l'eau de la turbine. Ce dernier est en même temps un palier de butée destiné à contre-balancer les efforts horizontaux dus à l'action de l'eau sur les aubes.

Des regards autoclaves R, disposés en plusieurs endroits de l'enveloppe permettent d'accéder facilement au vannage ainsi qu'aux couronnes mobile et fixe.

Turbine Leffel Tyler

Les turbines mixtes à axe horizontal sont, dans la généralité des cas, appliquées en Amérique, aux grandes chutes d'eau. Par exception, la turbine Leffel Tyler représentée figures 100 et 101 a été établie en vue d'une



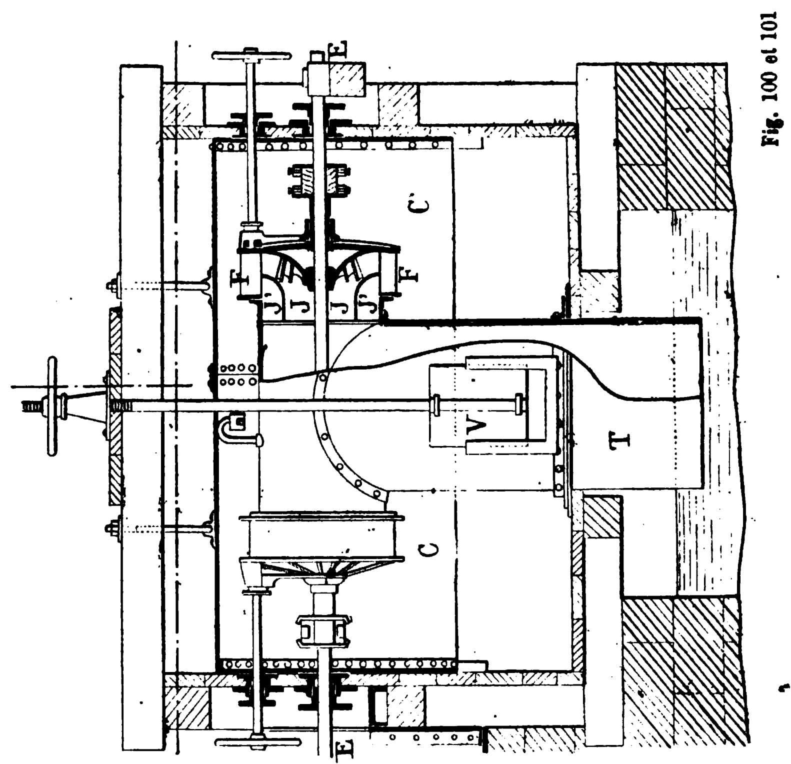


Fig. 100 et 101

adaptation aux faibles chutes. On voit, au premier examen, que la disposition préconisée est une variante de la turbine à siphon de Girard.

Cette disposition comporte deux turbines Leffel à couronnes mobiles superposées, du modèle de celle que nous avons décrite précédemment. Elles sont enfermées dans une enveloppe en tôle C, communiquant avec le bief d'amont. L'évacuation s'effectue, pour les deux récepteurs par le tuyau T, plongeant dans l'eau d'aval. Une vanne V, commandée de l'extérieur, est disposée sur ce tuyau et sert pour l'amorçage de la turbine.

Les vannages régulateurs sont ceux dont il a été question antérieurement.

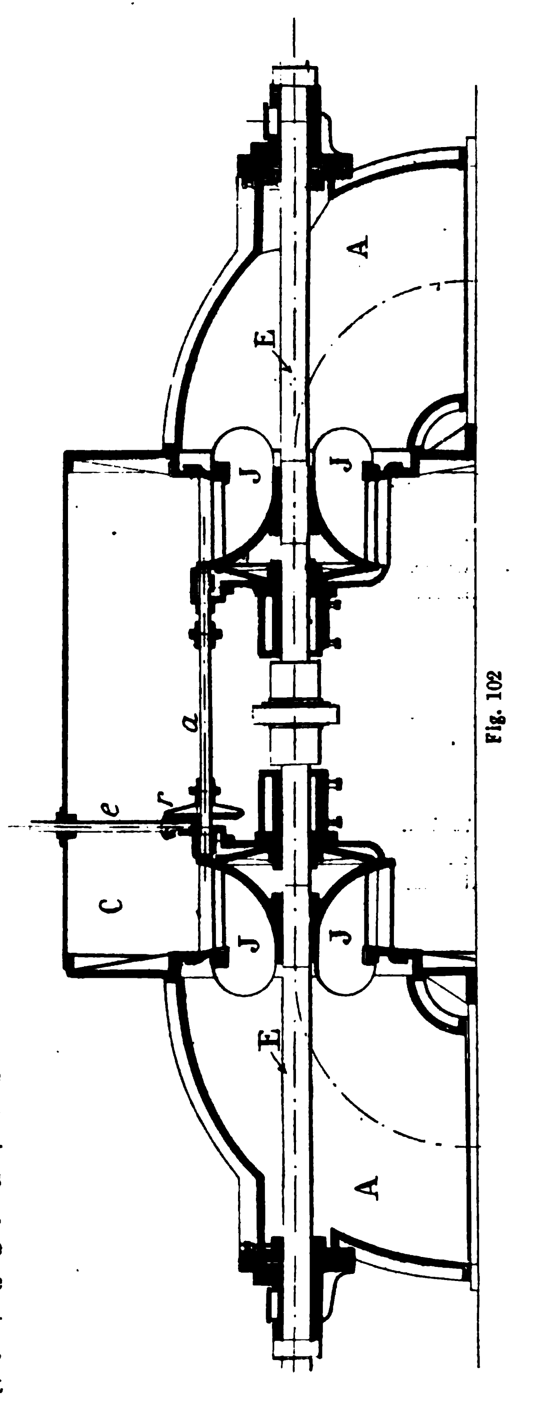


Fig. 102

Turbine Victor

La figure 102 représente un ensemble de deux turbines Victor disposées horizontalement et accouplées dans une même enveloppe C.

Cet ensemble ne présente aucun caractère spécial, si ce n'est que le vannage à registres des deux moteurs est commande automatiquement

au moyen d'un régulateur de vitesse dont nous nous occuperons dans un prochain fascicule.

Cette commande s'effectue par l'arbre vertical *e*, les engrenages d'angle *r* et l'arbre horizontal *a*.

Les deux coudes A par lesquels se fait l'évacuation de l'eau sont prolongés chacun par un tuyau plongeant dans le biel d'aval.

Il est du reste à remarquer que le fonctionnement en Jonval est appliqué à toutes les turbines mixtes à axe horizontal établies en Amérique.

QUATRIÈME PARTIE

ROUES VIVES A RÉACTION

Les roues vives à réaction ne sont pas, ainsi que l'ont écrit certains auteurs étrangers, de nouvelles venues parmi les moteurs hydrauliques. Elles ne sont pas non plus d'origine américaine bien que leur emploi soit à peu près localisé quant à présent, aux États-Unis.

Elles dérivent directement de nos vieilles roues à cuillères qui datent de plusieurs siècles et furent, à n'en pas douter, les premières turbines employées chez nous.

Bélidor, puis d'Aubuisson ont décrit ces appareils dans leurs ouvrages (Bélidor — *Architecture Hydraulique* — Édité fin du XVIIIe siècle, réédité en 1819, d'Aubuisson — *Hydraulique* — Édité en 1840) et ont constaté que leur emploi se fit uniquement dans les moulins à blé où ils avaient le mérite de simplifier considérablement les transmissions de mouvement, quand ils étaient à axe vertical.

La figure 103 représente l'une de ces roues, d'après d'Aubuisson; elle était établie avec d'autres dans un moulin de Briançon où elle actionnait une paire de meules à blé.

Cette roue était constituée ainsi qu'il suit :

Un axe vertical E à la partie inférieure duquel sont montées un certain nombre d'aubes ou palettes J rayonnant autour du moyeu terminant l'arbre vertical.

Ces palettes présentaient deux courbures : l'une dans le sens du rayon, l'autre dans le sens de leur largeur, avec une certaine inclinaison par rapport à l'axe de rotation; elles affectaient donc la forme de cuillères.

L'arrivée de l'eau s'effectuait par une rigole découverte B qui dirigeait le jet contre les palettes, près de leur extrémité. Dans quelques appareils, le conduit d'amenée était fermé; c'était une buse pyramidale que l'on appelait *cannelle* ou *trompe*, d'où sont venus les noms de

moulins à cannelle, *moulins à trompe*, donnés aux usines actionnées par de telles roues.

On comprend facilement qu'avec la disposition rudimentaire indiquée figure 103, on ne pouvait compter, pour les appareils précités, sur des

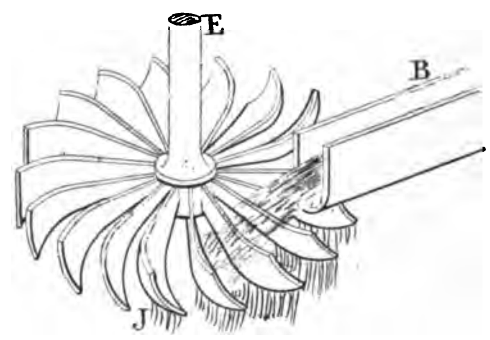


Fig. 103

rendements bien élevés. D'expériences faites à Toulouse, en 1822, par MM. Tardy et Piobert, il résulte que ce rendement ne s'élevait jamais au-dessus de 33 %; d'Aubuisson lui-même l'estime à ce chiffre en moyenne.

Les roues à cuillères disparurent bientôt devant les turbines et il y a à peine dix ans qu'elles nous sont revenues d'Amérique sous le nom de roues Pelton, du nom du constructeur qui remplaça les palettes en cuillères de la figure 103 par des augets mieux étudiés dont l'emploi permet d'obtenir des rendements ne le cédant en rien à ceux des turbines actuelles.

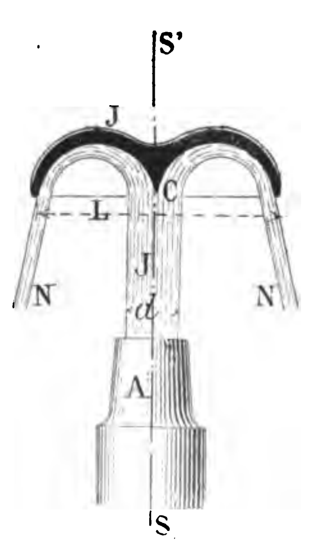


Fig. 104.

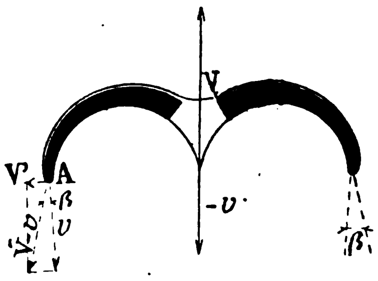


Fig. 105.

Les figures 104 et 106 donnent les vues en perspective et en coupe d'un auget Pelton.

On voit que la section transversale affecte la forme de la lettre grecque ω et que le jet d'eau J, qui vient frapper la crête C de l'auget L, se bifurque en deux nappes N qui s'échappent latéralement.

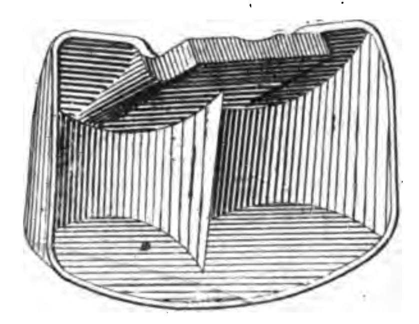


Fig. 106

La largeur totale L de l'auget est généralement prise égale à sept fois le diamètre d du jet :

$$L = 7d$$

De plus les derniers éléments des bords latéraux sont presque parallèles à l'axe de symétrie SS'.

Il est facile de déterminer quelle vitesse v il convient d'imprimer à la roue pour que le rendement du récepteur soit maximum.

Si V est la vitesse du jet d'eau à sa sortie de l'ajutage, vitesse dont l'expression théorique est :

$$V = \sqrt{2gH}$$

H étant la hauteur de chute.

La vitesse relative de l'eau, à son entrée dans l'auget est exprimée par :

$$V - v$$

Pour que, théoriquement, il n'y ait aucune perte, il faut qu'à la sortie du récepteur, la vitesse absolue de l'eau soit nulle.

Or, la vitesse relative de l'eau à la sortie est $V - v$; la vitesse de la roue est v, on peut donc construire le triangle des vitesses en A, lequel donne la vitesse absolue V' en grandeur et direction.

Si β est l'angle de sortie, on a :

$$V'^2 = (V - v)^2 + v^2 - 2v\,(V - v)\cos\beta \qquad (73)$$

Or β est très petit; si l'on suppose

$$\beta = o,$$

il vient $\cos\beta = 1$ et

$$V'^2 = (V - v)^2 + v^2 - 2v\,(V - v) = [(V - v) - v]^2 \qquad (74)$$

Si on veut $V' = o$, il faut :

$$V - v - v = V - 2v = o$$

ou

$$v = \frac{V}{2} \qquad (75)$$

La vitesse de la roue doit donc être prise égale à la moitié de la vitesse théorique de l'eau à sa sortie de l'ajutage A.

Espacement des aubes.

Il n'y a aucun intérêt à multiplier le nombre des augets car, en les rapprochant trop près l'un de l'autre, on augmente les pertes dues aux ruptures du jet d'eau motrice et aux frottements sur les parois.

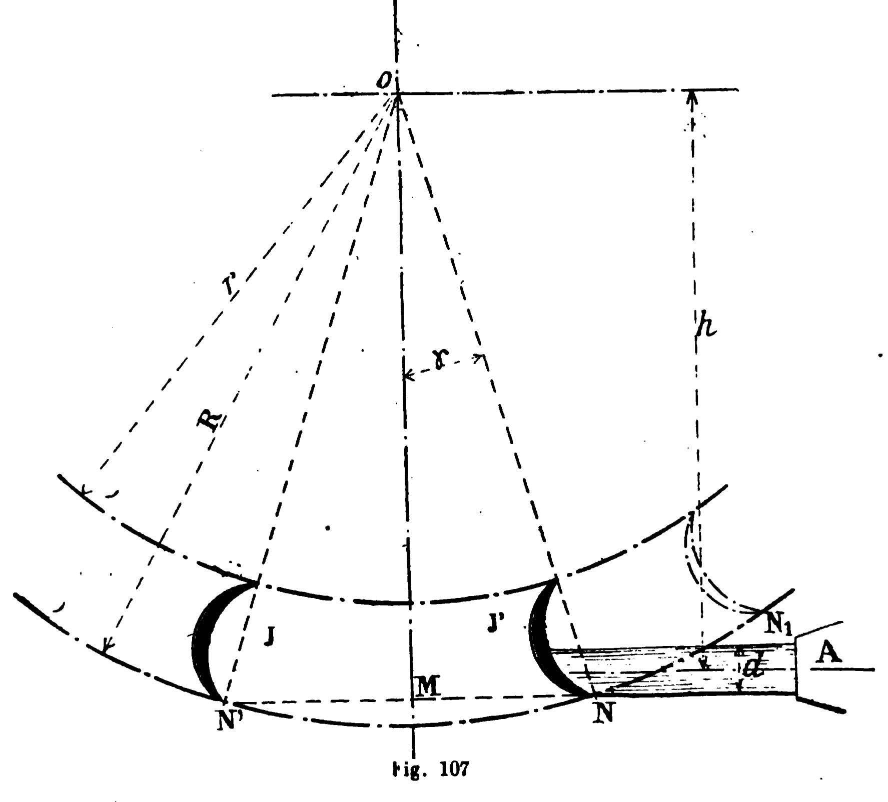


Fig. 107

Mais il ne faut pas non plus trop les espacer pour que l'eau ne puisse pas passer entre eux sans produire d'effet utile.

Il existe donc, pour une roue donnée, un maximum d'écartement que l'on ne doit pas dépasser, sous peine de donner lieu à des pertes d'eau plus ou moins considérables.

Soient R le rayon extérieur,

r le rayon intérieur

d'une roue Pelton, actionnée par un jet d'eau, de diamètre *d*, sortant de l'ajutage A.

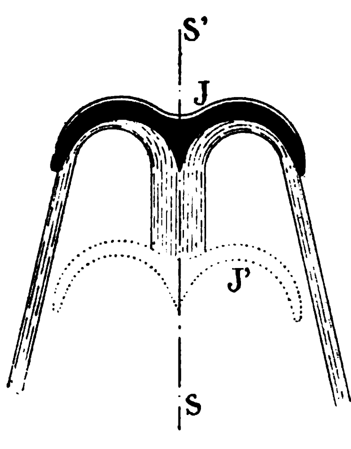


Fig. 108

On conçoit facilement que, N N' étant la direction de la génératrice inférieure du cylindre de jet d'eau, pour qu'il n'y ait aucun écoulement inutile du liquide, il faut que l'extrémité inférieure d'un auget étant en N', l'extrémité de l'auget suivant J' arrive en N. S'il en était autrement et si J' était en N_1, le jet s'échapperait dans le vide pendant que la roue parcourrait l'arc N_1N.

Or, si *n* représente le nombre des augets, on peut, sans erreur bien sensible, écrire :

$$n = \frac{\pi R}{MN}$$

Si nous faisons $\widehat{MON} = \gamma$, nous avons d'autre part :

$$\sin \gamma = \frac{MN}{R}$$

d'où :

$$n = \frac{\pi}{\sin \gamma}$$

Or

$$\overline{MN}^2 = R^2 - \overline{OM}^2 = R^2 - \left(h + \frac{d}{2}\right)^2$$

h représentant la distance verticale qui sépare le centre de la roue de l'axe du jet.

On a donc :

$$\sin \gamma = \sqrt{\frac{R^2 - \left(h + \frac{d}{2}\right)^2}{R}} = \sqrt{\frac{1 - \left(h + \frac{d}{2}\right)^2}{R^2}}$$

et

$$n = \frac{\pi}{\sqrt{1 - \frac{\left(h + \frac{d}{2}\right)^2}{R^2}}}$$

Si le $\sqrt{}$ était égal à 0, on aurait

$$n = \infty$$

et

$$R^2 = \left(h + \frac{d}{2}\right)^2$$

ou

$$R = h + \frac{d}{2}$$

c'est-à-dire que le bas du jet serait tangent à la circonférence extérieure de l'aubage. Il est, de plus, nécessaire que le jet s'étale en couche mince sur les faces internes des aubes, de façon qu'en s'échappant il ne vienne pas choquer les parois extérieures des aubes suivantes (fig. 108).

Les augets des roues Pelton se font le plus souvent en bronze phosphoreux; ils sont soigneusement polis à l'intérieur pour réduire au minimum les pertes par le frottement.

Leur attache est effectuée, sur la jante de la roue qui les porte, au moyen de vis ou de boulons; ils sont disposés à égale distance les uns des autres et tout le système, en raison des grandes vitesses qu'il peut prendre, doit être parfaitement équilibré.

Le rendement de ce récepteur, lorsqu'il est établi dans de bonnes conditions est très élevé; mais son application doit se faire surtout aux hautes chutes, avec faible débit; une chute de 10 mètres nous semble la limite inférieure actuelle de cette application. On conçoit que la vitesse de rotation est grande et que ces moteurs sont de puissance très considérable relativement à leurs dimensions.

Le nombre des roues Pelton employées dans les massifs montagneux des Etats-Unis est, parait-il, considérable; nous n'en possédons en Europe que quelques rares spécimens qui ont été presque tous construits en Suisse, mais nous ne doutons pas que leur emploi devienne beaucoup plus fréquent dans un avenir rapproché.

Roues Pelton à plusieurs ajutages.

Nous n'avons envisagé, jusqu'à présent que la roue Pelton à un seul ajutage dont la figure 109 donne un exemple d'installation, mais il en a

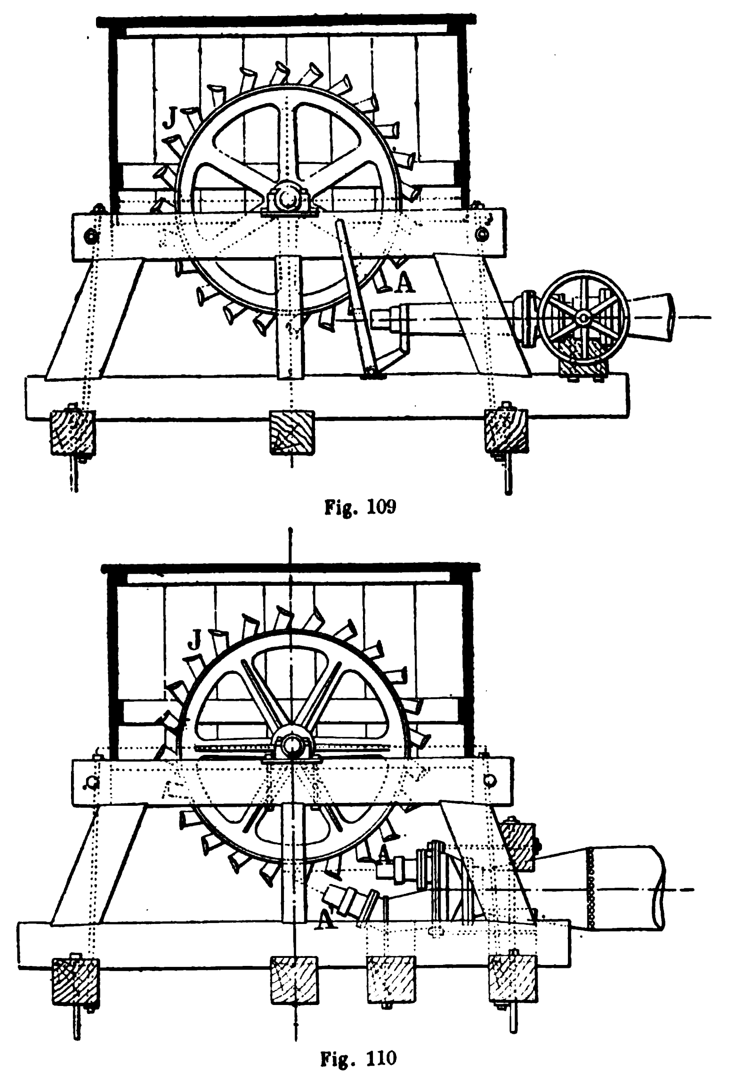


Fig. 109

Fig. 110

été construit à deux, trois et même quatre jets d'eau, représentées figures 110 et 111.

La multiplicité des ajutages permet de profiter de l'abondance de l'eau et aussi de restreindre la consommation lorsque le débit diminue. Le réglage est rendu plus facile car il suffit de fermer un ou deux ajutages selon la diminution plus ou moins considérable du volume de l'eau motrice.

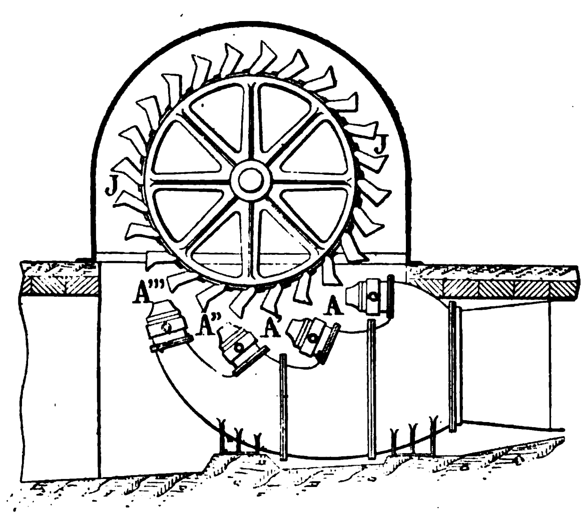


Fig. 111

Il a aussi été établi des roues réversibles tournant soit à droite soit à gauche. Ces appareils comportent deux roues accouplées dont les augets sont montés sur l'une, en sens inverse de l'autre. Elles sont actionnées par deux séries d'ajutages opposés dont la commande est faite de façon qu'une série soit ouverte alors que l'autre est fermée.

Par une manœuvre convenable des ajutages, on peut donc déterminer la rotation du système dans le sens voulu.

Réglage du débit.

Le réglage du débit s'effectue ordinairement dans les roues Pelton en étranglant plus ou moins la section de passage de l'ajutage.

Cet étranglement doit se faire aussi loin que possible de la sortie afin que le jet ait eu le temps de se reformer et n'arrive pas divisé dans les augets.

Les dispositifs les plus employés en Amérique sont ceux de Hett et de Scharff (fig. 112 et 113).

Dans le premier, l'ajutage H est traversé par une aiguille *a*, manœuvrée extérieurement au moyen du volant *v*. En approchant ou en éloignant cette aiguille de l'ajutage, on diminue ou augmente la section de passage de l'eau.

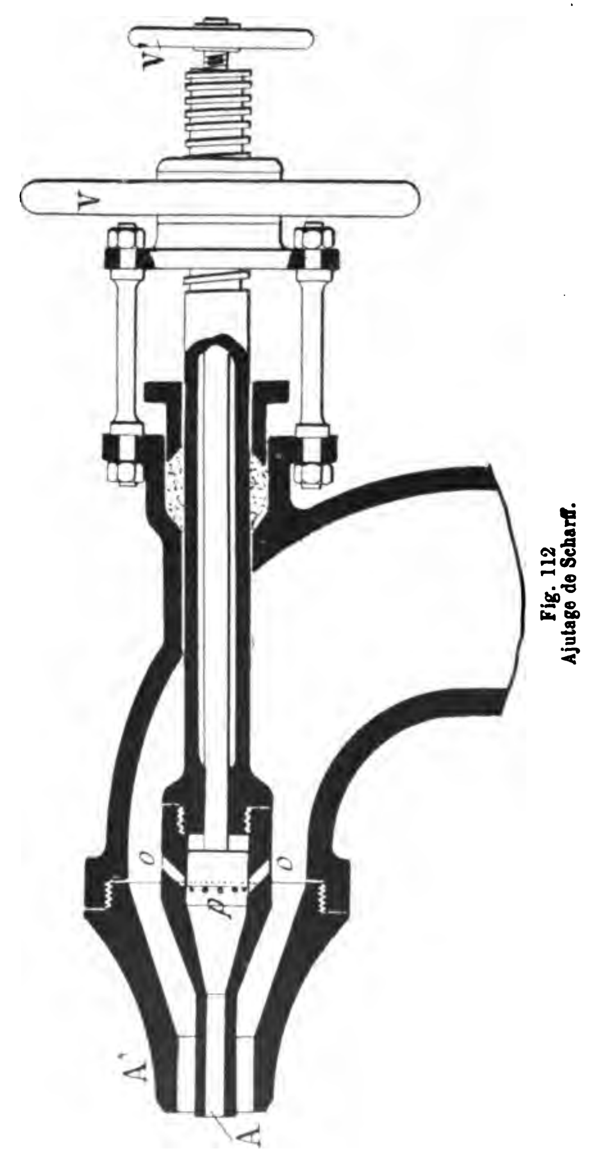


Fig. 112
Ajutage de Scharff.

L'ajutage de Scharff est constitué par deux cônes A et A' convergents et concentriques, dont le premier est alimenté au moyen des orifices *o* que peut venir obstruer le piston *p* commandé par le volant V.

Dans le cas du débit maximum, les deux ajutages sont employés; pour les débits intermédiaires, on règle, en fermant plus ou moins l'ajutage

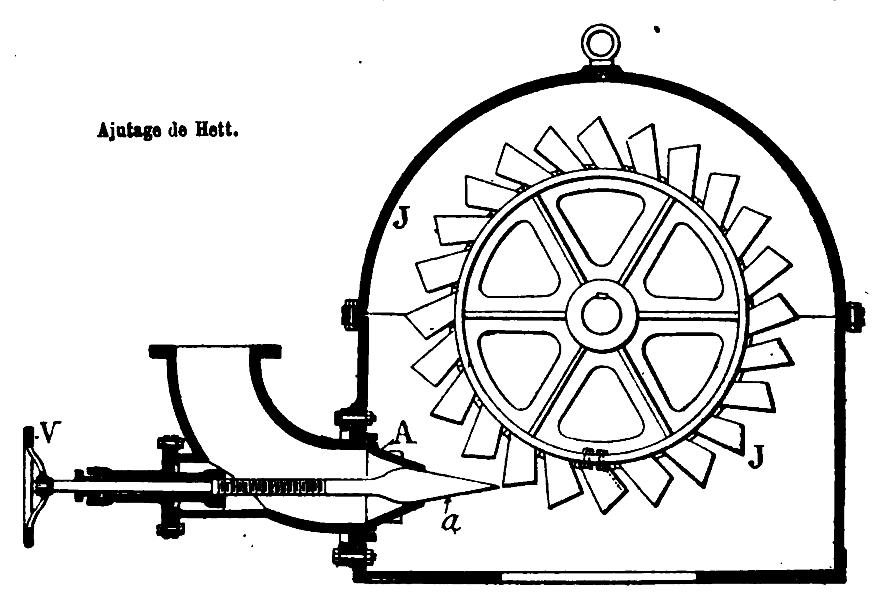


Fig. 113

A, sans toucher à A'. Dans quelques moteurs, le réglage initial seulement s'opère en agissant sur A; le réglage en marche est effectué par un régulateur agissant sur A'.

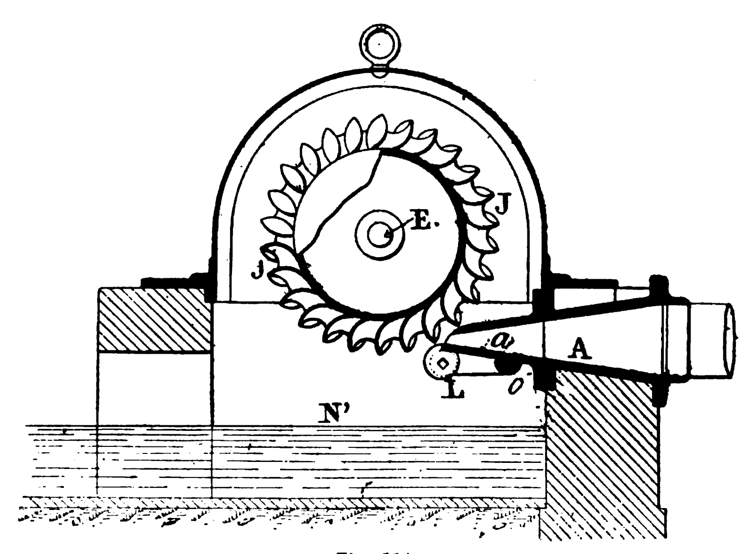


Fig. 114.

La figure 114 en représente un autre, préconisé par la maison Escher Wyss. L'ajutage A comporte une paroi mobile *a* qui peut pivoter autour de l'axe *o* sans l'action du levier L et qui vient augmenter ou diminuer la section de l'orifice de sortie de l'eau.

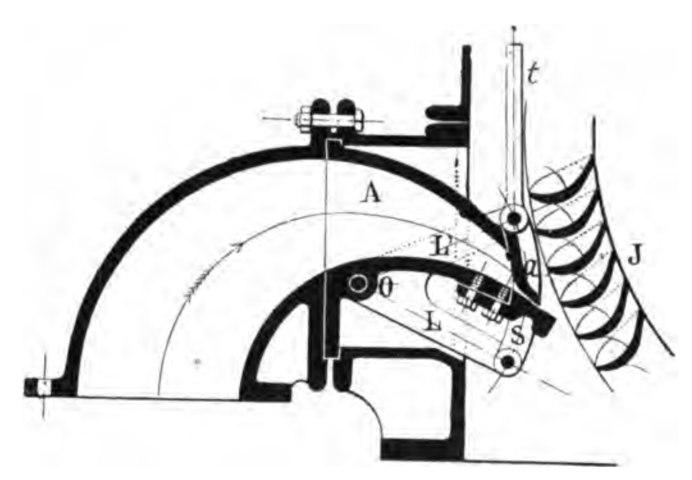


Fig. 115.

La Société de Constructions de Vevey a adopté l'ajutage système Cauchin représenté figure 115. L'obturateur *a* est monté sur la coulisse *s* supportée par le levier coudé LL' oscillant autour de l'axe O, sous l'action du régulateur, par l'intermédiaire de la barre de traction *t*.

Cette disposition permet d'approcher l'ajutage très près de la roue et donne un meilleur guidage du jet à la sortie.

De tous ces divers systèmes, nous préférons celui qui consiste à augmenter le nombre des ajutages et à régler le débit en ouvrant ou fermant entièrement une partie d'entre eux.

De cette manière, la forme du jet n'est pas altérée et le rendement se trouve moins affecté.

Nous avons dit qu'en raison de leur vitesse considérable, les roues Pelton étaient susceptibles de développer une grande puissance avec des dimensions très réduites.

Nos lecteurs en auront un exemple frappant, quand nous leur aurons cité l'installation de la Roaring Fork Electrical Power C°, à Aspen, qui comprend 15 roues, dont 8 de $0^{m},600$ de diamètre donnent chacune 175 chevaux, à 1000 tours sous une chute de 246 mètres.

Chaque roue pèse 40 kilogrammes soit environ $0^{k},23$ par cheval.

Les tableaux suivants donnent tous les renseignements, poids, dimen-

sions, puissances, débits, qu'il nous a été possible de nous procurer concernant les divers modèles de roues Pelton à un et plusieurs ajutages.

HAUTEUR de chute en mètres	PUISSANCE EN CHEVAUX-VAPEUR			
	Roues de 0^{m},90	Roues de 1^{m},22	Roues de 1^{m},20	Roues de 1^{m},32
6	3	5,3	8,3	12
9	3,5	9,7	15,4	22
12	8,5	15	24	34
15	12	21	33	48
18	16	28	43,5	63
21	19,76	35	55	79
24	24	43	67	96
30	33,7	60	94	135
46	62	110	172	248
61	95,5	170	265	482
76	133,5	237	371	534
91	175,5	311	487	702
106	221	393	614	884
122	270	480	751	1080
137	322	570	896	1289
150	377	670	1050	1510
Poids..	430 à 570^{k}	570 à 900^{k}	860 à 1100^{k}	1100 à 1800^{k}

HAUTEUR de chute	PUISSANCE EN CHEVAUX-VAPEUR			
	Roues de 1^{m},70		ROUES de 2^{m},45 à 4 ajutages	ROUES de 3^{m},05 à 5 ajutages
	à 2 ajutages	à 3 ajutages		
	chevaux	chevaux	chevaux	chevaux
6	21	30	40	52
9	38	57	76	95
12	59	88	118	147
15	82	123	164	206
18	107	161	215	269
21	135	203	271	339
24	165	247	330	412
30	232	348	465	581
33	302	454	605	757
45	425	637	850	1062
60	655	982	1310	1637

Hauteurs de chute en mètres	PUISSANCES EN CHEVAUX-VAPEUR																							
	0m,150			0m,300			0m,460			0m,610			0m,915			1m,22			1m,52			1m,83		
	Tr	Q	Nt	Tr	Q	Nt	Tr	Q	Nt	Tr	Q	Nt	Tr	Nt	Q	Tr	Q	Nt	Tr	Q	Nt	Tr	Q	Nt
15	0,21	1,8	1080	0,49	3,1	540	1,50	9,3	360	2,65	17	270	6,00	37	180	10,6	66	135	16,60	103	108	24	150	90
30	0,6	1,87	1530	1,4	4,37	765	4,2	13,1	510	7,50	23,3	380	16,8	53	255	30	93	190	47	146	150	67	110	130
50	1,33	2,45	1990	3,1	5,70	997	9,3	17	665	16,5	30	500	37,5	63	330	66,5	120	250	105	190	200	150	270	166
70	2,1	2,8	2319	4,9	6,5	1160	14,7	20	770	28,15	35	580	59	80	305	104	140	290	163	220	230	235	318	190
100	3,6	3,4	2780	8,4	3	1590	25,3	23	927	45	42	696	100	95	463	180	170	346	280	205	277	405	380	231
150	6,74	4,2	3426	15,73	5	1713	47,2	29	1142	84	52	856	190	118	570	335	280	430	525	325	340	755	470	285
200	9,87	4,7	3906	27,35	14	1950	70	34	1300	124	60	976	280	134	650	500	240	490	780	370	390	1120	535	325
300	19	6	4845	52	16	2420	133	43	1615	237	74	1210	524	166	807	950	245	605	1484	460	485	2136	615	403
Poids.	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	320 à 450k			450 à 770k			630 à 950k			950 à 1360k		

Nota : Tr = Travail en chevaux-vapeur sur l'arbre de la roue.
Q = Débit en litres par seconde.
Nt = Nombre de tours par minute.

Roue Bookwalter.

En vue de l'utilisation des hautes chutes, M. Bookwalter a créé le récepteur représenté figures 116 et 117 qui est en quelque sorte l'intermédiaire entre les roues vives à réaction et les turbines à action.

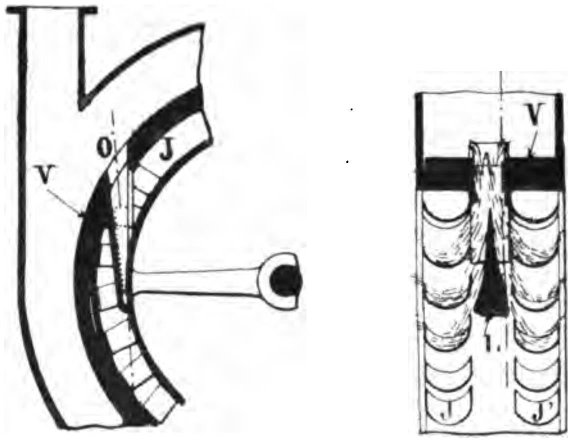


Fig. 116 et 117.

Les figures précitées donnent les détails de cette roue. Elle se compose de deux couronnes d'augets J et J' ouverts à l'air libre et disposés de chaque côté d'un ajutage A, par lequel s'effectue l'arrivée et la distribution de l'eau.

Le jet est divisé, à l'intérieur de cet ajutage, par la languette L, en deux veines qui s'épanouissent latéralement en venant agir dans les augets des deux couronnes.

Le débit est réglé par la rotation de la vanne circulaire V, percée d'un orifice O correspondant à l'ouverture de l'ajutage.

TABLE DES MATIÈRES

PARTIE DIDACTIQUE

TURBINES

Turbines Centripètes, Turbines Mixtes, dites Américaines.

Roues vives à réaction (Pelton, etc.)

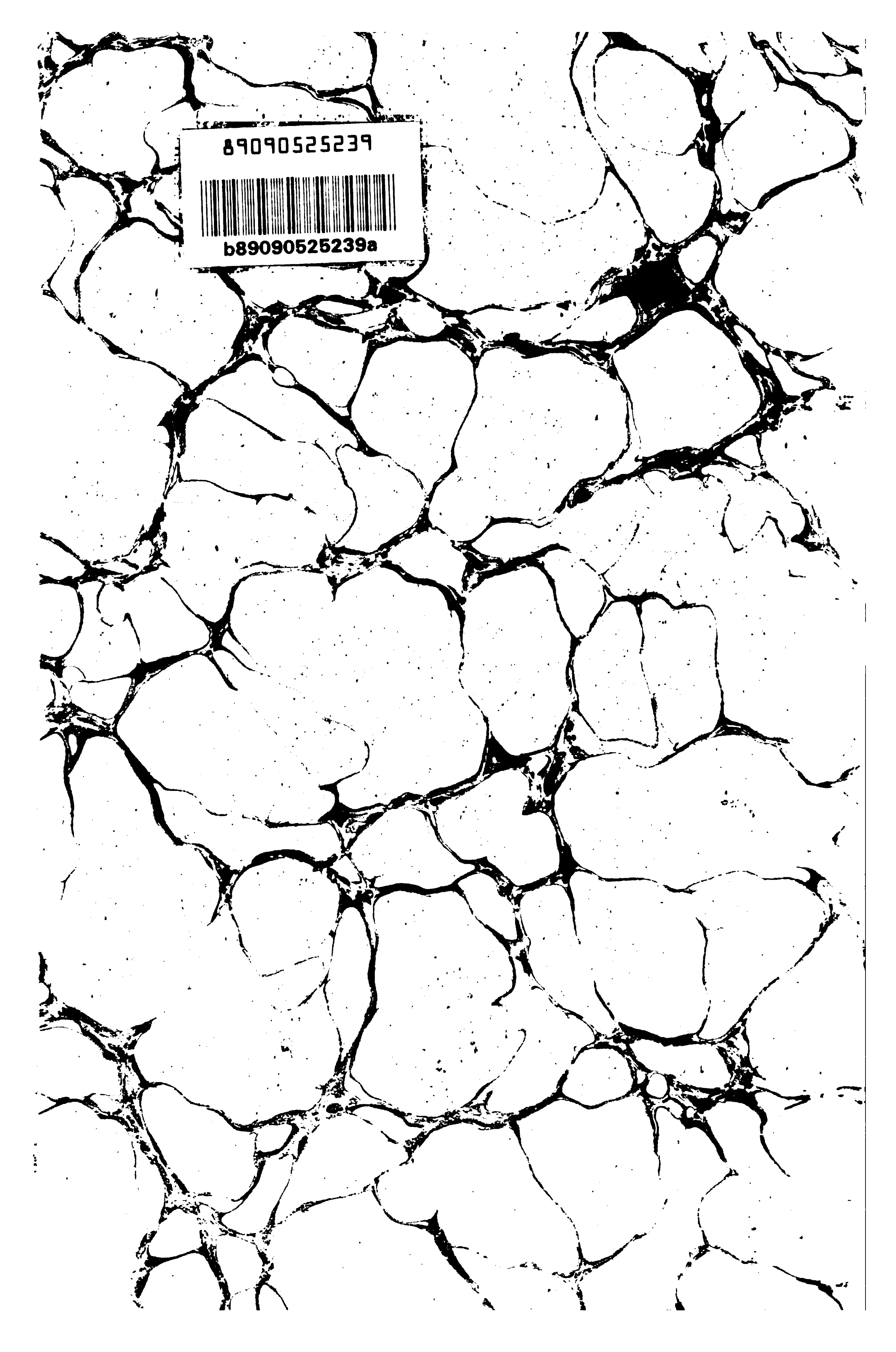
TROISIÈME PARTIE

Turbines mixtes

QUATRIÈME PARTIE

TABLE DES FIGURES

Courbevoie. — Imp. E. Bernard et Cie, 14, rue de la Station
Bureaux : 29, Quai des Grands-Augustins, Paris.



89090525239
b89090525239a